

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**CARACTERÍSTICAS VIBRO-ACÚSTICAS
DE CASCAS CILÍNDRICAS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA

ALICE HELENA BOTTEON RODRIGUES

Florianópolis, 14 de maio de 2003

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

ALICE HELENA BOTTEON RODRIGUES

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Samir Nagi Yousri Gerges - Orientador

Prof. José Antonio Bellini da Cunha Neto – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Arcanjo Lenzi - Presidente

Prof. Edison da Rosa

Prof. Roberto Jordan

Resumo

Esta dissertação tem por objetivo a análise do campo sonoro interno de um protótipo de segmento de aeronave e sua relação com as propriedades vibro-acústicas do sistema cavidade/casca, quando este é excitado externamente por ruído de banda larga.

Inicia-se este estudo apresentando-se os fundamentos teóricos de Análise Estatística de Energia - SEA, seu histórico, bem como as aplicações possíveis desta metodologia.

Os parâmetros de SEA, densidade modal e fatores de perda, são descritos e determinados experimentalmente. Os resultados para um cilindro de alumínio são comparados com a teoria e resultados de simulação.

O balanço de potência entre os subsistemas e a modelagem do sistema constituem a segunda parte da dissertação, sendo então apresentados os modelos utilizados na simulação por SEA.

Através da comparação de valores de perda de transmissão e valores de nível de vibração da casca cilíndrica realiza-se a validação do modelo. Apontam-se as vantagens da modelagem híbrida utilizando-se dados analíticos e experimentais na construção do modelo.

O estudo de Elementos Finitos (FEM), análise modal e iteração fluido-estrutura, e o estudo Elementos de Contorno (BEM), ruído irradiado, são realizados. Explica-se quais parâmetros de SEA podem ser extraídos de modelos de FEM e BEM, contribuindo para a acuidade das predições em fases iniciais do projeto.

Por fim, mostra-se que a integração das metodologias de simulação FEM, BEM, SEA, conjugada à inserção de dados experimentais no modelo contribuem para predições de alta precisão.

Abstract

Interior noise is an important consideration in the design and operation of airplanes. The noise levels generated by the propulsion system and the turbulent boundary layer can be intense enough to result in an unacceptable interior noise environment causing passenger discomfort, interference with communications, crew fatigue or malfunction of electronic equipment. In order to solve problems in structures such as aeroplanes and rockets it necessary to understand the properties and characteristics of cylindrical shells.

The acoustical fields generated around an aircraft in flight act on the high frequency region, where the high modal density of the structure makes difficult the dynamic analysis through Finite Elements Method (FEM). As a complementary approach, Statistical Energy Analysis (SEA) allows the study of energy diffusion in vibro-acoustic systems at mid and high frequency regions.

SEA is a sub-structuring technique where the response in each substructure ("subsystem") is the space averaged, mean-squared vibration level or SPL – a quantity directly proportional to energy level – within a frequency band. Loads and other inputs are quantified by the amount of time averaged, band-limited power they inject into a subsystem. The BASIC SEA parameters for response predictions are modal density, damping and coupling loss factor. SEA results in a procedure for calculating the flow and storage of dynamical energy in a complex system. The energy storage elements or subsystems are groups of similar modes. Energy input comes from a set of external sources; this energy is dissipated by damping and transferred between systems.

This work describes the methods used to determine SEA parameters in aluminium structure closed in both sides simulating a section of an airplane fuselage and its inner cavity. From these parameters the basic SEA equation is solved and the energies for each subsystem determined. The model validation is done calculating the transmission loss through the cylindrical shell.

Publicações

BOTTEON, A., GERGES, S. N. Y., **Experimental Determination of SEA Parameters for Prediction of Noise Pressure Level in Cylindrical Cavity**, In: 17th International Congress on Acoustics, Roma, Itália. 2001.

BOTTEON, A., GERGES, S. N. Y., **SEA Parameters for a Cylindrical Shell**, In: VII Pacam, Panamerican Congress of Applied Mechanics, Temuco, Chile. 2002.

NUNES, R. F., BOTTEON, A. at all. **Air Intake System Virtual Prototypes: Contribution of Durability Analysis on Vibro-Acoustic Numerical Simulation**, In: Internoise 2002, Dearborn, Michigan, USA.

NUNES, R. F., BOTTEON, A. at all. **Cabin Interior Noise Acoustic Assessment Under the Influence of Air Intake System: Simulation and Experimental Investigation**, In: SAE Brasil, São Paulo, Brasil. 2002. Ainda a ser publicado.

A meu pai João e à minha mãe Lúcia pelo apoio incondicional,
À minha irmã Sandra pelas noites em claro,
E ao meu companheiro Anderson por todo amor e dedicação.

Agradecimentos

A Deus, que se fez presente em todos os momentos, cujas mãos sentimos em nossas mãos, transmitindo segurança e inspiração, indispensáveis à superação dos obstáculos a seguir.

Aos familiares e amigos que me deram apoio reconfortante nos momentos de incerteza e aflição, revigorando corpo e mente para galgar caminhos novos, meu carinho, meu bem querer.

Aos colegas de trabalho por toda a ajuda consolidada nos subsídios que enriqueceram as discussões técnicas aqui desenvolvidas.

À empresa T-Systems, por todo o apoio durante a elaboração do trabalho.

Ao meu orientador Samir Nagi Yousri Gerges pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

Ao Professor Arcanjo Lenzi que, além que transmitir os seus conhecimentos, me deu o apoio de amigo nas horas mais difíceis. O meu sincero agradecimento.

Ao CNPq pelo apoio financeiro, sem o qual não seria possível a realização deste e de muitos outros projeto de pesquisa tão importantes ao crescimento desta nação.

À Instituição ofereço esta conquista. Sua presença foi muito importante para que meus sonhos se tornassem realidade.

Deus quer, o homem sonha, a obra nasce.
Deus quis que a terra fosse toda uma,
Que o mar unisse, já não separasse.
Sagrou-te, e foste desvendando a espuma,
E a orla branca foi de ilha em continente,
Clareou, correndo, até o fim do mundo,
E viu-se a terra inteira, de repente,
Surgir, redonda, do azul profundo.

Fernando Pessoa

Sumário

	ii
Resumo	iii
Abstract	iv
Publicações	v
	viii
Sumário	ix
Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas	xvii
Lista de Símbolos	xviii
Capítulo 1	
Introdução	1
Capítulo 2	
Fundamentos teóricos e revisão bibliográfica	6
2.1 A história da SEA	6
2.2 Introdução à Análise Estatística Energética - SEA.....	7
2.3 Bases do Método	9
2.3.1 Modelo de subsistemas.....	10
2.4 O uso de SEA	10
2.5 Hipóteses de SEA	12
2.6 Vantagens e desvantagens de SEA	12
2.7 Ferramentas computacionais de SEA	13
2.7.1 AutoSEA.....	13
2.7.2 VAPEPS: Vibro Acoustic Payload Environment Predictions Systems	14
2.7.3 SEAM	15

2.7.4 SEADS	15
2.8 Exemplos de utilização	15

Capítulo 3

Parâmetros de SEA

17

3.1 Energia	17
3.2 Densidade Modal.....	18
3.2.1 Número de modos utilizando métodos de elementos finitos e/ou ensaios	19
3.2.2 Fator de superposição modal.....	19
3.3 Potência de entrada.....	20
3.4 Fator de perda por amortecimento	20
3.5 Fator de perda por acoplamento.....	21
3.5.1 Dualidade modo-onda	23
3.6 Troca de energia entre sistemas com vários graus de liberdade	26
3.7 Balanço de Energia	28

Capítulo 4

Determinação de Parâmetros de SEA

32

4.1 Densidade modal.....	32
4.1.1 Impedância Mecânica.....	33
4.1.2 Mobilidade pontual e mobilidade do cilindro.....	34
4.1.3 Procedimento Experimental.....	34
4.1.4 Correção do efeito de adição da massa	36
4.1.5 Resultados semi-empíricos de Szechenyi.....	36
4.1.6 Resultados obtidos	37
4.1.7 Conclusão	39
4.1.8 Densidade modal para placas planas	39
4.1.9 Densidade modal para cavidades.....	40
4.2 Fator de perda por amortecimento	41
4.3 Potência Sonora	42
4.3.1 Força pontual.....	42
4.3.2 Potência transferida por um campo sonoro difuso	43
4.4 Método da potência de entrada.....	44
4.4.1 Procedimento	46
4.4.2 Montagem experimental	46
4.4.3 Resultados obtidos	47
4.5 Método do decaimento.....	47
4.5.1 Procedimento:	50
4.5.2 Resultados Obtidos	50
4.6 Considerações finais sobre a determinação do amortecimento na casca cilíndrica	52
4.7 Determinação do amortecimento na cavidade.....	52

4.8 Determinação do nível de energia	53
4.8.1 Energia acústica.....	53
4.8.2 Energia vibratória.....	54
4.9 Fator de acoplamento estrutura cavidade	54
4.10 Eficiência de radiação de cilindros	55
4.10.1 Definição da frequência de anel	56
4.10.2 Classificação dos modos	56
4.11 Determinação da potência sonora irradiada	59
4.11.1 Método da comparação.....	59
4.11.2 Método direto	60
4.11.3 Resultados obtidos	61
4.11.4 Conclusão	61
Capítulo 5	
Modelagem em SEA	62
5.1 Modelos.....	62
5.2 Passos de uma modelagem.....	63
5.3 Uso do modelo de SEA.....	63
5.4 Definição do modelo de SEA.....	64
5.5 Aplicações de SEA experimental.....	67
5.6 Modelo utilizado	68
5.7 Solução do modelo	69
5.7.1 Resultados obtidos	70
5.8 Validação do modelo.....	71
5.8.1 Perda de transmissão	72
5.8.2 Resultados obtidos	72
5.8.3 Conclusão	73
Capítulo 6	
Análise por elementos finitos e elementos de contorno	74
6.1 Metodologia.....	74
6.1.1 Análises modais estrutural e acústica	75
6.1.2 Análise da interação fluido-estrutura	76
6.1.3 Potência sonora irradiada.....	77
6.2 Resultados da análise modal acústica	78
6.3 Resultados da análise modal estrutural	80
6.4 Comparação entre resultados medidos e resultados obtidos por FEM e SEA.....	81
Capítulo 7	
Discussão dos resultados e sugestão para trabalhos posteriores	82
7.1 Discussão dos resultados	82
7.2 Sugestões para trabalhos	87

7.2.1 Maneiras alternativas de calcular fatores de perda por amortecimento e por acoplamento	87
7.2.2 Aprimorar cálculos de perda de transmissão	88
Referências Bibliográficas	89
Índice Remissivo	94

Lista de Figuras

Figura 1.1	Fontes aerodinâmicas de ruído.....	2
Figura 1.2	Ruído das turbinas e respectivas áreas de influência (Cortesia Embraer).....	2
Figura 1.3	Variáveis de SEA comparadas com variáveis de FEM e BEM.	4
Figura 2.1	Analogia com transferência de calor.	9
Figura 2.2	Exemplos de modelos com respectivos números de subsistemas. ...	10
Figura 2.3	Modelo clássico de SEA com dois subsistemas.	10
Figura 2.4	Exemplo didático: abordagem determinística e abordagem estatística.....	11
Figura 3.1	O cálculo concentra-se nas dimensões das estruturas 1D, 2D, 3D.....	18
Figura 3.2	Ilustração da banda de $\frac{1}{2}$ potência e espaçamento entre os modos naturais.	19
Figura 3.3	Dualidade modo/onda.....	23
Figura 3.4	Subsistemas conectados através de um ponto.....	24
Figura 3.5	Subsistemas conectados por uma linha.	24
Figura 3.6	Subsistemas conectados por uma área.....	24
Figura 3.7	Duas barras acopladas.....	24
Figura 3.8	Radiação e transmissão através de placas.	25
Figura 3.9	Transmissão direta da cavidade 1 para a cavidade 2.	26
Figura 3.10	Transmissão de energia da placa para a cavidade 3.	26
Figura 3.11	Interação de pares de modos.	27
Figura 3.12	Interação entre modo i do grupo 1 e modo j do grupo 2.....	27
Figura 3.13	Interação entre modos do grupo 1 e modo j do grupo 2.....	28
Figura 3.14	Interação entre modos dos grupos 1 e 2.....	28
Figura 3.15	Balanço de potências para dois subsistemas.....	29
Figura 3.16	Analogia com sistema hidráulico.	30

Figura 4.1	Modos da casca cilíndrica e da cavidade acústica até 1000 Hz.	33
Figura 4.2	Parte real da mobilidade pontual do cilindro, onde a f_{anel} equivale a 1670 Hz.	34
Figura 4.3	Influência do amortecimento.	35
Figura 4.4	Modelo experimental com cilindro	36
Figura 4.5	Densidade modal em bandas constantes de 100Hz	37
Figura 4.6	Densidade modal em bandas constantes de 200Hz	38
Figura 4.7	Densidade modal em bandas de terço de oitava.....	38
Figura 4.8	Resultados de densidade modal para a tampa de acrílico.	39
Figura 4.9	Resultados de densidade modal para a câmara reverberante e cavidade.....	40
Figura 4.10	Resultados para a potência de entrada no cilindro excitado por <i>shaker</i>	43
Figura 4.11	Fator de perda por radiação	45
Figura 4.12	Montagem experimental utilizada para a determinação do método da potência de entrada.....	46
Figura 4.13	Dados de amortecimento em bandas de 100 Hz	47
Figura 4.14	Exemplo de gráfico obtido durante medições de decaimento.....	48
Figura 4.15	Montagem experimental para medição do decaimento utilizando martelo.	49
Figura 4.16	Montagem experimental para medição do decaimento utilizando um <i>shaker</i>	49
Figura 4.17	Valores do fator de amortecimento determinado pelo método do decaimento com 3 diferentes fontes de excitação.....	50
Figura 4.18	Comparação dos resultados de fator de amortecimento obtidos pelo método do decaimento e pelo método da potência de entrada.	51
Figura 4.19	Eficiência de radiação de casca cilíndrica.	57
Figura 4.20	Eficiência de radiação de placa plana de mesmas dimensões.	58
Figura 4.21	Montagem do <i>shaker</i> no cilindro em Câmara reverberante para medição da eficiência de radiação.....	60
Figura 4.22	Eficiência de radiação 250-10kHz.....	61
Figura 5.1	Exemplos de subsistemas.	64
Figura 5.2	Modelo de um veículo em FEM e SEA (Cortesia Vasci®).....	65
Figura 5.3	Modelo de aeronave em elementos finitos.	65

Figura 5.4	Transformação da geometria definida por elementos finitos em modelo SEA.....	66
Figura 5.5	Exemplos de excitações aplicadas.	66
Figura 5.6	Exemplo de modelo de aeronave e suas excitações na camada limite turbulenta, vibração das turbinas, ruído do jato.....	66
Figura 5.7	Exemplo de resultados esperados: níveis médios de pressão sonora por banda de frequência para cada região da aeronave (Cortesia Boeing).	67
Figura 5.8	Cilindro e fonte na CR.	68
Figura 5.9	Modelo com os 3 subsistemas.	68
Figura 5.10	Detalhe do cilindro e cavidade interior.	69
Figura 5.11	Comparação entre os níveis de pressão sonora medidos e obtidos por SEA.	71
Figura 5.12	Comparação de níveis de vibração da casca medidos e obtidos por SEA.....	71
Figura 5.13	Acoplamento entre duas cavidades acústicas através de uma placa.	72
Figura 5.14	Comparação de resultados medidos e obtidos por SEA.....	72
Figura 5.15	Dados de perda de transmissão utilizando valores médios de fator de perda por amortecimento.....	73
Figura 6.1	Modos da cavidade até 1000 Hz.	75
Figura 6.2	Modos da casca cilíndrica até 1000 Hz.	76
Figura 6.3	Resultados da interação fluido estrutura.....	77
Figura 6.4	Modos da cavidade.	79
Figura 6.5	Modos da casca e tampa.	80
Figura 6.6	Comparação NPS da cavidade: resultados medidos x FEM x SEA.....	81
Figura 6.7	Velocidade de vibração da casca cilíndrica: resultados medidos x FEM x SEA.	81
Figura 7.1	Banda de terço de oitava.	83
Figura 7.2	Eficiência de radiação 250-4000Hz.	83
Figura 7.3	Comparação dos resultados de fator de amortecimento obtidos pelo método do decaimento e pelo método da potência de entrada.	84
Figura 7.4	Comparação de valores de perda de transmissão	85

Figura 7.5	Comparação de níveis de pressão sonora: experimental x SEA x FEM.	85
Figura 7.6	Comparação de níveis de vibração da casca: experimental x SEA x FEM.	86
Figura 7.7	Comparação de resultados medidos e obtidos por SEA para a perda de transmissão.	86

Lista de Tabelas

Tabela 4.1	Densidade modal [modos/rad/s]	40
Tabela 4.2	Amortecimentos da cavidade e da câmara reverberante.....	52
Tabela 4.3	Valores de energia, cavidade e câmara reverberante.....	53
Tabela 5.1	Listagem das equações necessárias à determinação dos parâmetros de SEA.....	70

Lista de Símbolos

A	Área da superfície do componente
a	Raio do cilindro
< a >	Valores médios espaciais da aceleração ao longo das posições
B	Pressão Barométrica
BW	Largura da banda de 1/2 potência
C _l	Velocidade de ondas longitudinais (m/s)
C _f	Velocidade de ondas flexão (m/s)
c _g	Velocidade de Grupo (m/s)
CLF	Coupling loss factor (fator de perda por acoplamento)
DLF	Damping loss factor (fator de perda por amortecimento)
DR	Decaimento em dB/segundo (27,3.f.η)
e _i	Nível de energia modal de um subsistema
E _{ij}	Nível de energia medido no subsistema j quando o subsistema i é excitado
E	Módulo de Young
E _{ii} , E _i	Nível de energia total para subsistema estrutural i
{E}	Matriz de energia
f _r	Frequência do anel
F _{rms}	Força medida na cabeça de impedância
F	Fator de banda (SZECHENYI)
f	Frequência
h	Espessura da chapa
L _p	Nível de pressão sonora média na banda (dB)
m	Massa
MA	Massa total do cilindro
n (f)	Amortecimento médio por banda / modos/Hz

n	Densidade modal
N_i	Número de modos
NPS_{ref}	Nível de pressão sonora de referência
NPS	Nível de pressão sonora média na banda em teste
NWS_{ref}	Nível de potência sonora
P_{rms}	Pressão acústica
p	Pressão sonora
R_{rad}	Resistência mecânica que a estrutura deve apresentar para gerar uma onda sonora numa determinada frequência f
$Re \langle Y \rangle$	Parte real da mobilidade pontual do subsistema
S	Área total da sala (m^2)
S	Área do componente da estrutura (m^2)
t	Tempo (s)
T	Tempo de reverberação (s)
T_o	Tempo de referência = 1s
v_{ens}	Velocidade da chapa
$\langle v \rangle$	Velocidade rms
V	Volume (m^3)
V_o	Volume de referência = 1 m^3
$\langle V \rangle^2$	Velocidade quadrática média temporal e espacial
$\{W\}$	Matriz da potência de entrada
W_i	Potência de entrada subsistema i
W_{diss}	Potência dissipada
W_{in}	Potência de entrada
W_{ref}	Potência sonora de referência
W_{rad}	Potência acústica irradiada [Watt]
$Y_{adicionada}$	Mobilidade adicionada à estrutura
Y_{real}	Mobilidade real da estrutura
Y_{medida}	Mobilidade lida para a estrutura
Z	Impedância
Z_i	Impedâncias semi-infinitas de entrada dos subsistemas
α	Coeficiente de absorção acústico
$\langle \beta_{12} \rangle$	Fator de acoplamento modal
ζ	Fator de Amortecimento Crítico ($\zeta = \eta/2$)
λ	Comprimento de onda da frequência central (m)
η_i	Fator de amortecimento

η_{ij}	Fator de acoplamento
$[\eta]$	Matriz dos fatores de perda e acoplamento
ρ	Densidade do material
ρ_s	Densidade superficial (kg/m ²)
$\rho_o c_o$	Impedância acústica específica (415 Rayls kg*m ² /s)
σ_{rad}	Eficiência de radiação
ν	Coefficiente de Poisson

Capítulo 1

Introdução

A aviação comercial cresce a cada dia, não apenas quanto à fabricação de aeronaves e sua comercialização, mas, sobretudo, quanto ao número de passageiros que, cada vez mais, se utilizam deste meio de transporte considerado o mais rápido e o mais seguro.

Dado à acirrada competição na indústria aeronáutica, fabricantes procuram excelência em muitos aspectos, tais como: desempenho, custos de produção, custos de manutenção, conforto, etc.

O conforto acústico é um fator primordial no projeto e na operação de praticamente todos os veículos aeroespaciais, já que é um subproduto dos poderosos sistemas de propulsão. O ruído produzido pode ser intenso o suficiente para causar desconforto aos passageiros, interferência na comunicação, fadiga da tripulação, e até prejudicar o funcionamento de equipamentos eletrônicos. Seu controle no ambiente da aeronave requer tratamento especial, pois geralmente implica em adição de peso, redução do volume da cabine ou redução de performance. Há, então, uma busca contínua no sentido de conciliar baixos níveis de ruído e suas implicações, especialmente em novas aeronaves de alto desempenho.

A investigação que se inicia nesta dissertação tem origem no projeto de pesquisa UFSC (Universidade Federal de Santa Catarina) e EMBRAER (Empresa Brasileira de Aeronáutica), localizada no município de São José dos Campos, Estado de São Paulo. Entre outros aspectos esta parceria tem como objetivo desenvolver jatos com menor nível de ruído interno.

Algumas das fontes de ruído nos jatos comerciais são: excitação por

camada limite turbulenta (TBL – Turbulent Boundary Layer), turbinas, sistema de controle ambiental (ECS – Environment Control System), equipamentos auxiliares (APU – Auxiliary Power Unit), entre outros. Os campos acústicos gerados em torno da aeronave atuam, principalmente, na região de altas frequências (ver Fig. 1.1 e 1.2).

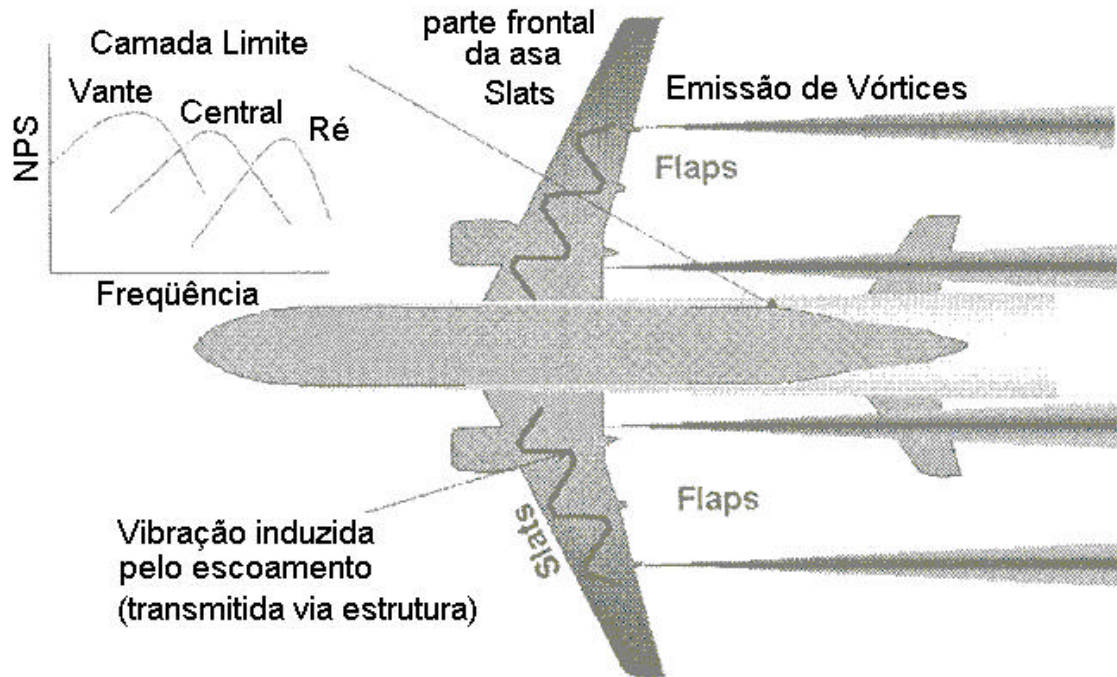


Figura 1.1 Fontes aerodinâmicas de ruído.

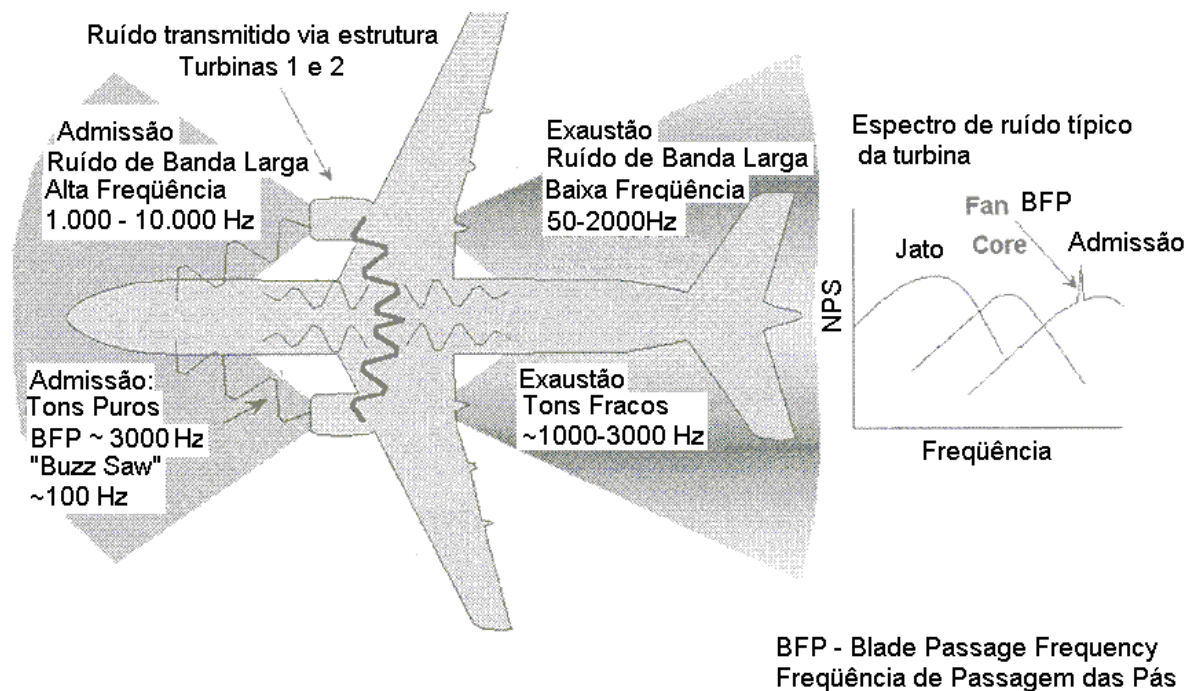


Figura 1.2 Ruído das turbinas e respectivas áreas de influência (Cortesia Embraer).

O correto entendimento do campo sonoro durante o voo, e sua relação com as propriedades vibro-acústicas do sistema, constituem a base para um bom projeto de controle de ruído.

As ferramentas utilizadas no desenvolvimento de uma aeronave, e posterior tratamento acústico, vão desde a simulação numérica a testes *in situ*. Uma das maiores vantagens da simulação é a possibilidade de realizar a predição de níveis de ruído e vibração, e sugerir modificações para a redução de tais inconvenientes, ainda em estágios iniciais de projeto.

O projeto vibro-acústico de uma aeronave é desenvolvido de acordo com as seguintes fases: definição, projeto, manufatura e testes. Ferramentas de simulação numérica, como o Método de Elementos Finitos (FEM – Finite Elements Method), Método de Elementos de Contorno (BEM – Boundary Elements Method) e Análise Estatística Energética (SEA- Statistical Energy Analysis), interagem com as fases descritas acima, e seus resultados auxiliam pesquisadores a definir alguns parâmetros de projeto. Neste texto as siglas FEM, BEM e SEA serão utilizadas para designar as respectivas metodologias.

A escolha do método mais apropriado ao estudo de problemas inerentes ao conforto acústico depende da faixa de frequência de interesse. A análise por elementos finitos é ideal para situações onde a frequência permite o uso de um elemento de dimensão razoável, já que o ideal é utilizar 6 elementos por comprimento de onda. Por exemplo, 10 KHz (no ar) corresponde a um comprimento de onda de 34 mm, o que forçaria o uso de um elemento extremamente pequeno (6 mm), tornando o tempo de processamento inviável. Na prática, FEM é utilizado com muito sucesso para frequências de até 500 Hz no ar; acima disto os métodos mais adequados são os estatísticos ou de fluxo de energia.

O método de elementos de contorno, BEM, é um método ainda pouco adotado na indústria que também se aplica à resolução de problemas de engenharia, especialmente acústica. Este torna possível a resolução de problemas de irradiação num meio infinito sem o uso de condições de contorno artificiais.

Mesmo sendo possível em teoria aplicar o método a toda a faixa de frequências, limitações de CPU e memória também restringem seu uso às baixas frequências.

Na Fig. 1.3 pode-se notar a diferença no conceito e na aplicação da metodologia. Enquanto que, numa metodologia determinística, é necessária a aplicação da força em pontos específicos, em SEA determinada potência excita todo o subsistema.

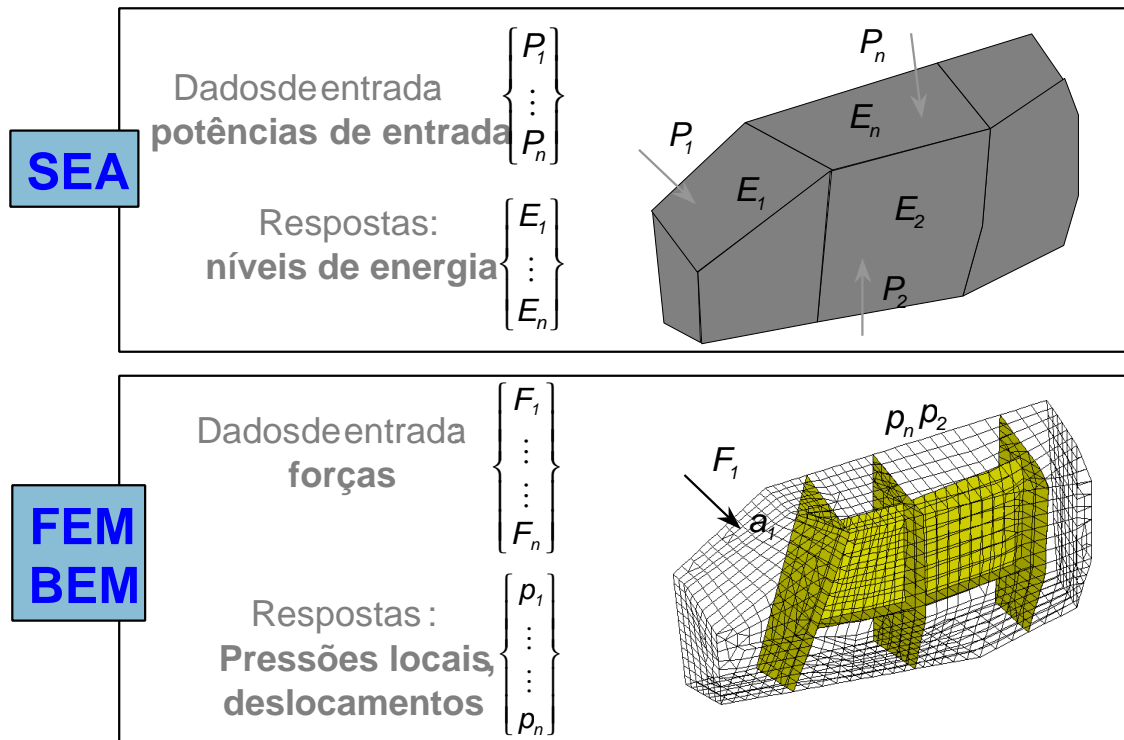


Figura 1.3 Variáveis de SEA comparadas com variáveis de FEM e BEM.

Assim como o FEM é adequado à análise dinâmica em baixa frequência, o SEA permite o estudo da difusão de energia em médias e altas frequências, sendo este último uma metodologia complementar e não um substitutivo do já estabelecido método FEM.

Modelos de SEA são utilizados para prever níveis médios de resposta no espaço e no tempo, dentro de bandas de frequência. Estes modelos também podem analisar e comparar as trajetórias de transmissão de ruído, e estudar o efeito das mudanças efetuadas no projeto inicial, a partir dos níveis médios de resposta. SEA encontra grande aplicabilidade em modelos que possuem várias fontes e trajetórias de ruídos, como é o caso das aeronaves. O método requer o conhecimento de vários parâmetros, os quais descrevem as características dinâmicas de componentes estruturais e suas conexões. Figuram dentre estes a densidade modal, o fator de perda e também o fator de acoplamento.

Para que problemas em estruturas como dutos, aeronaves e foguetes, sejam solucionados, é necessária a compreensão das propriedades e características de cascas cilíndricas. Os registros pesquisados consideram apenas cilindros que tenham raio muito maior que a espessura, com objetivos voltados para a indústria aeronáutica.

Esta dissertação tem por objetivo a análise das propriedades vibro-acústicas de um cilindro e de seu campo sonoro interno quando este é excitado externamente por ruído de banda larga. O sistema casca/cavidade simula um segmento de fuselagem e seu respectivo interior. Mesmo tendo em conta que a estrutura de uma aeronave tem reforços tanto no sentido longitudinal como circunferencial, a análise de um cilindro simples, sem reforços, ajuda a entender os parâmetros e as condições que controlam a radiação para dentro ou para fora de qualquer cilindro.

No Capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica de SEA, seu histórico, bem como seu uso, os modelos de subsistemas utilizados e as aplicações possíveis desta metodologia, incluindo comentários sobre alguns programas comerciais utilizados atualmente. Já os parâmetros de SEA, que serão considerados neste estudo, são descritos no Capítulo 3.

O Capítulo 4 tem como enfoque o método experimental para a determinação da densidade modal, dos fatores de amortecimento e da eficiência de radiação, apresentando os resultados para um cilindro de alumínio e comparando-os com a teoria e resultados de simulação.

O balanço de potências entre os subsistemas e a modelagem do sistema constituem o Capítulo 5, onde são apresentados os modelos utilizados neste. Através da comparação de valores de perda de transmissão e valores de nível de vibração da casca cilíndrica realiza-se a validação do modelo. Apontam-se as vantagens da modelagem híbrida, utilizando-se dados analíticos e experimentais na construção do modelo.

No Capítulo 6 encontram-se o estudo de Elementos Finitos (FEM) e de Elementos de Contorno (BEM), análise modal, iteração fluido estrutura e ruído irradiado. Explica-se quais parâmetros de SEA podem ser extraídos de modelos de FEM e BEM, contribuindo para a acuidade das predições em fases iniciais do projeto.

O Capítulo 7 trata da análise e discussão dos resultados e conclusão obtida com este estudo, finalizando com sugestões para trabalhos posteriores. A bibliografia citada e consultada encontra-se no Capítulo 8.

Capítulo 2

Fundamentos teóricos e revisão bibliográfica

A bibliografia de suporte para este estudo é relatada neste capítulo, onde o método Análise Estatística Energética é explanado, com enfoque voltado para seu histórico, aplicações e modelos de subsistemas utilizados em sua metodologia de trabalho.

2.1 A história da SEA

Nos anos 60 o desenvolvimento de novas tecnologias na área aeroespacial marcou o início das primeiras aplicações de SEA. Este é um excelente método a ser utilizado nas primeiras fases de projeto de uma estrutura porque sua aplicação requer apenas alguns parâmetros e propriedades estruturais para construir o modelo.

Nos anos 70 e 80 SEA foi aplicada para analisar o ruído transmitido via estrutura em navios e construções, sendo que hoje, muitos armadores têm o seu próprio programa de SEA. A partir disto houve um interesse crescente em novas aplicações incluindo automóveis, helicópteros, aeronaves e motores.

As bases de SEA foram estabelecidas através de vários estudos relacionados com a troca de energia entre osciladores acoplados. Os resultados desses estudos foram compilados no livro de LYON (1995).

Nesta última década, acompanhando os avanços na área analítica, houve um maior desenvolvimento da parte experimental de SEA. O objetivo desta é analisar o fluxo de energia em estruturas existentes ou protótipos, realizando

testes *in situ* na estrutura, tornando possível avaliar os caminhos de transmissão da energia em estruturas complexas durante condições de operação.

O crescimento do uso de computadores na engenharia, atuando como ferramenta no desenvolvimento de processos, e a necessidade da extensão das análises para a região das altas frequências, permitiram a aplicação de SEA numa ampla classe de problemas. Soma-se a este fato uma maior precisão alcançada na determinação experimental de alguns parâmetros como o amortecimento estrutural e os fatores de acoplamento entre subsistemas (ver capítulos 3 e 4).

No momento SEA é um dos métodos utilizados para análise em altas frequências. Ele está comercialmente disponível nos seguintes softwares AUTOSEA, VAPEPS, SEAM e SEADS.

2.2 Introdução à Análise Estatística Energética - SEA

O nome SEA, consagrado no início da década de 60, enfatiza os principais aspectos do método.

Energia: representa a variável independente e através dela são obtidas outras variáveis dinâmicas.

Análise: significa que não se trata de um método específico de cálculo, mas sim de uma metodologia de análise. Diversas análises podem ser efetuadas para um determinado modelo do sistema. SEA é uma metodologia de análise de fluxo de energia entre subsistemas, respostas à excitações conhecidas e excitações a partir das respostas medidas.

Estatística: Métodos determinísticos necessitam de centenas ou até de milhares de medições ao longo de um subsistema para determinar uma resposta precisa. Em SEA este número de medições normalmente é de 10 a 20 pontos. Esta é a principal razão pelo uso do termo estatística nesta metodologia de análise. Enfatiza também que o sistema em estudo é retirado de uma população de sistemas similares, como por exemplo, automóveis de uma linha de produção.

Presume-se que o sistema sob estudo faz parte de uma população de construções similares e, portanto, um modelo de SEA representa o comportamento médio de um grande conjunto de sistemas físicos, ao considerar as frequências e formas dos modos naturais do sistema como variáveis aleatórias.

Em SEA, um sistema é dividido em subsistemas, a fim de representar a energia modal local média para apenas uma parte de um sistema complexo global. Cada um desses subsistemas representa um mecanismo de armazenamento de energia. O fluxo de potência entre um par de subsistemas é proporcional aos fatores de perda por acoplamento e à diferença entre as energias modais médias. A potência dissipada é proporcional ao nível de energia de um subsistema e ao fator de perda por amortecimento. Potências de entrada em um modelo de SEA podem ocorrer através de fontes sonoras e estruturais ou excitação por fronteiras turbulentas entre outros. Assim, obtém-se um sistema de equações lineares produzidas a partir do balanço de energia entre os subsistemas, onde o nível de energia destes é a variável desconhecida.

Uma representação estatística é construída em um modelo de SEA de diferentes maneiras. Primeiro, as frequências (autovalores) e formas (autovetores) dos modos naturais são considerados variáveis aleatórias, i. e., uma determinada frequência f_0 tem igual probabilidade de trocar energia com um modo de outra faixa (LYON 1995). Portanto, todas as definições e formulações de energia, densidade modal, e diferentes formas de fluxos de potência, incluindo entrada, dissipação e transmissão, são obtidas considerando-se os valores médios no espaço e na frequência. Em segundo lugar, durante a construção do modelo todos os parâmetros, tais como espessura, rigidez à flexão e fatores de perda por amortecimento são definidos usando-se a média dos valores no espaço e na frequência. Como resultado, um modelo de SEA produz uma representação estatística para o comportamento vibro-acústico médio de uma população de sistemas físicos similares, onde cada amostra individual pode se desviar da média devido a muitas fontes possíveis de variância. Com relação aos possíveis erros, pode-se dizer que “bias” erros tendem a se acumular enquanto erros randômicos compensam-se.

Modelos de SEA são utilizados para se prever a média e a variância de uma resposta. Em um gráfico típico de resposta em frequência, a variância da resposta diminui em altas frequências devido a um aumento significativo da superposição modal. Sendo assim, os resultados previstos por SEA convergem para uma banda estreita de resposta para sistemas com alta densidade modal.

Não obstante, para uma completa análise do modelo, uma análise determinística é necessária. SEA não é uma metodologia substituta para os

métodos determinísticos FEM e BEM, mas sim um complemento destes métodos, ajudando a estender a análise para a região de altas frequências.

2.3 Bases do Método

SEA baseia-se em uma relação simples de balanço de potências. Em um estado estacionário, toda a potência que entra em um subsistema é dissipada internamente ou transmitida a outro(s) subsistema(s). A potência dissipada em um subsistema depende do nível de energia deste e do fator de perda por amortecimento. O fluxo de potência líquida de um subsistema para o outro depende da diferença dos níveis de energias modais médias. Pode-se fazer uma analogia deste modelo com transferência de calor, a partir de dois corpos de diferentes temperaturas, como mostrado na Fig. 2.1. Em SEA, a densidade modal, n , define a capacidade térmica e o potencial de energia modal define a temperatura de cada corpo. Os níveis de energia de um estado estacionário dependem do balanço final de potências, incluindo as potências de entrada, dissipada e transmitida.

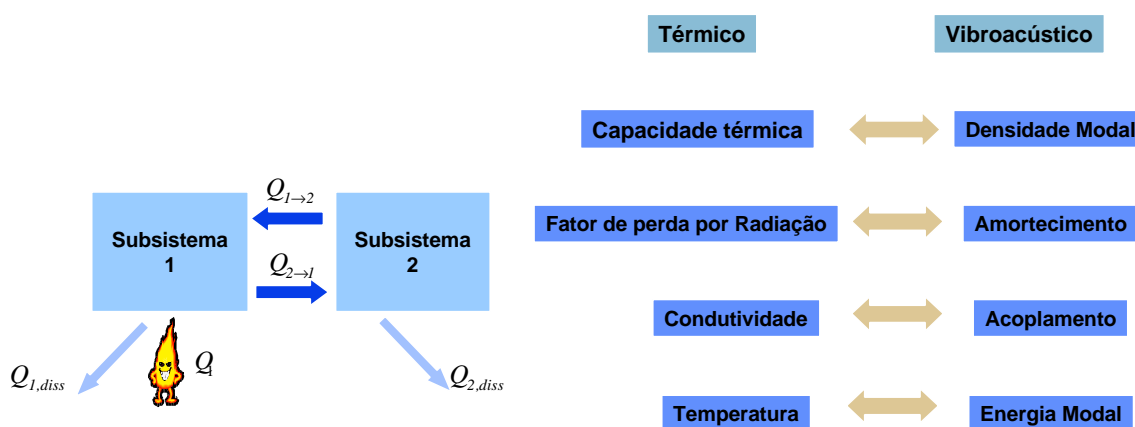


Figura 2.1 Analogia com transferência de calor.

A energia é a primeira variável de interesse em SEA. Uma vez que este parâmetro é obtido, a vibração de placas, vigas ou estruturas tipo casca podem ser representadas através de valores médios espaciais de velocidades médias quadráticas, integradas em bandas de frequência. Além disso, níveis de pressão sonora podem ser preditos para sistemas acústicos fechados ou abertos. SEA pode ser aplicado para diferentes espectros de médias e altas frequências, o que para a maioria das aplicações em engenharia correspondem à faixa de frequência de 100 Hz a 10k Hz.

Os cálculos de SEA são desenvolvidos em intervalos constantes de bandas de frequência ou mais comumente em bandas proporcionais, tais como bandas de oitava ou de um terço de oitava. Considerando-se o fato que sistemas complexos tem menos de 500 subsistemas, os modelos de SEA geralmente requerem pequenos tempos de processamento computacional devido ao tamanho relativamente pequeno das matrizes envolvidas.



Figura 2.2 Exemplos de modelos com respectivos números de subsistemas.

2.3.1 Modelo de subsistemas

O modelo básico utilizado em SEA reside na interação entre dois osciladores acoplados. Desta forma, o modelo de SEA de dois subsistemas mostrado na Fig. 2.3, serve como um problema de referência e ajuda a estabelecer as regras gerais para modelos mais complexos, considerando vários subsistemas. Cada subsistema pode representar um grupo de modos similares de um elemento estrutural ou de uma cavidade acústica. Cada subsistema é identificado pela sua densidade modal e nível de energia.

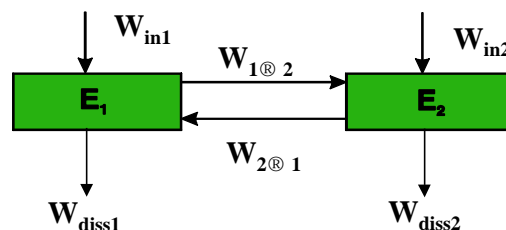


Figura 2.3 Modelo clássico de SEA com dois subsistemas.

2.4 O uso de SEA

Um dos grandes motivos para a utilização de um método estatístico, ao invés de método determinístico, deriva do fato de que a excitação aleatória de banda larga, que atua sobre uma aeronave em voo, excita seus modos de ordem superior. Estes são muito sensíveis às pequenas variações de detalhes de

construção e variações de propriedades de materiais, existentes mesmo em estruturas nominalmente idênticas, como é o caso de aeronaves e automóveis.

Em estruturas compostas variações significativas em respostas vibro-acústicas medidas são muito comuns. Estas variações nas respostas se devem a flutuações no processo de fabricação, erros de medição ou reprodutibilidade, e distribuição espacial dos pontos de teste.

Neste contexto podemos citar um estudo conduzido por KOMPELLA e BERNHARD (1993) em 99 automóveis idênticos Isuzu rodeos e 57 pickups idênticas provenientes da linha de produção. As funções resposta em frequência de ruídos transmitidos via ar e via estrutura foram medidas. O resultados demonstraram que, para baixas frequências não houve muita variação, porém acima de 200 Hz, variações de 8 dB a 10 dB são observadas. Os autores ressaltam que, em altas frequências, métodos de controle de ruído baseados na análise de um único veículo são inadequados.

Na Fig. 2.4 temos uma comparação das respostas obtidas através de FEM e de SEA. Esta última leva em consideração o fato de que as características especiais de modos de altas frequências são mais sensíveis a variações de propriedades materiais, parâmetros do sistema e processos de fabricação. De fato, para a maioria das estruturas em engenharia é quase impossível acompanhar interações de modos individuais em altas frequências. Se o sistema está sendo excitado por um sinal aleatório de banda larga, é interessante representar o comportamento médio em bandas de frequência e estudar os efeitos de eventuais mudanças no modelo original baseando-se nos novos níveis de resposta médios.

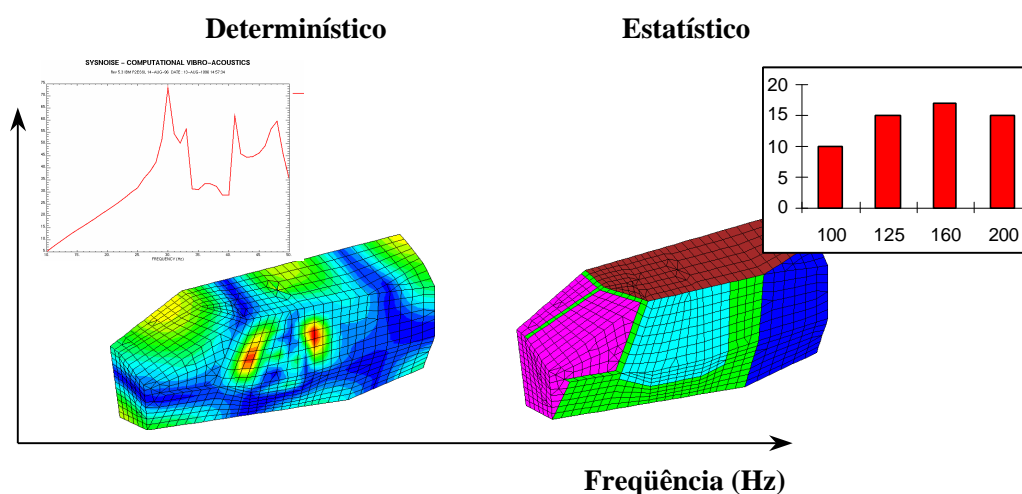


Figura 2.4 Exemplo didático: abordagem determinística e abordagem estatística.

2.5 Hipóteses de SEA

A teoria fundamental de SEA é baseada em algumas simples suposições.

- i. Os subsistemas são fracamente acoplados e assume-se que o acoplamento entre subsistemas é linear e conservativo.
- ii. A energia de cada grupo de modos está contida somente nos modos deste grupo, e distribui-se igualmente entre estes modos; sendo assim, todos os N modos de um grupo, na faixa de frequência de análise, têm a mesma energia.
- iii. De forma similar, o fator de perda por amortecimento médio na banda é assumido igual para todos os modos dentro de um subsistema para uma dada banda de frequência.
- iv. O fluxo de potência é devido principalmente aos modos ressonantes na banda de frequência. Este fluxo entre subsistemas é proporcional aos níveis de energia destes. As fontes de excitação são consideradas forças ou pressões aleatórias de banda larga descorrelacionadas.
- v. A reciprocidade vibro-acústica entre subsistemas é considerada válida.
- vi. Não existe acoplamento com modos não pertencentes à faixa de frequência de análise.
- vii. Cada modo tem frequência natural f_i que é considerada uma variável aleatória e tem probabilidade uniforme de estar localizada na faixa Δf . Esta resulta da observação de que subsistemas nominalmente idênticos apresentam parâmetros aleatoriamente distribuídos, principalmente as ressonâncias nas altas frequências (LENZI, 1994; p20).

2.6 Vantagens e desvantagens de SEA

Vantagens

- i. O fato de realizar-se a análise a partir de valores médios por banda de frequência por subsistema torna as análises computacionais rápidas, ideais para serem aplicadas nas fases iniciais do projeto onde não se dispõe de uma grande variedade de detalhes.
- ii. SEA é ideal para avaliar e quantificar os caminhos de transmissão de energia.
- iii. Análise Estatística Energética Preditiva, i.e., baseada em

parâmetros determinados analiticamente, requer poucos dados de entrada para ser processada, por exemplo, para o cálculo densidade modal é apenas necessária a espessura do material, suas propriedades e as dimensões principais.

Desvantagens

- i. Nas regiões de médias frequências onde a densidade modal não é significativamente alta a precisão do método deixa a desejar.
- ii. SEA assume campo reverberante ao aplicar suas equações básicas relacionando fluxo de energia e energia modal. Portanto para estruturas muito amortecidas e/ou para cavidades contendo materiais de absorção, as características afastam-se das de um campo reverberante e as equações de SEA tornam-se menos aplicáveis.

2.7 Ferramentas computacionais de SEA

Ao longo dos anos vários softwares comerciais e não comerciais têm sido desenvolvidos. Na Mitsubishi Heavy Industries, em Nagasaki, Japão, a equipe de engenheiros chefiada pelo Sr. Yoshiro Irie, profissional com o qual a autora deste trabalho teve contato em visita à mencionada indústria, vem desenvolvendo softwares de predição, na linguagem em Fortran, nos últimos trinta anos e estes produzem resultados confiáveis com predições com erro da ordem de 1 dB. Na área da construção civil, de acordo com prof. Robert J. M. CRAIK, Departamento of Building Engineering and Surveying, Edinburgo, Escócia, nenhum software comercial atende às reais necessidades da área. Naquela universidade também é desenvolvido um software para aplicações específicas da área, reforçando o fato de que, quanto mais focado em uma determinada aplicação está o software, mais preciso é o resultado da predição obtida. Dentre os softwares comerciais conhecidos temos AUTOSEA, VAPEPS, SEAM e SEADS. A seguir alguns softwares são comentados brevemente de acordo com DE LANGHE (1996, p.63).

2.7.1 AutoSEA

AutoSEA é um software australiano desenvolvido por Vibroacoustic Sciences, sendo o mais atualizado do mercado. Trata-se de um programa com interface gráfica orientado ao objeto e disponível em Macintosh e Unix.

Este programa requer a definição dos principais subsistemas estruturais

e acústicos, selecionados a partir de uma biblioteca. O estabelecimento das conexões faz-se automaticamente. Os fatores de acoplamento são calculados através de formulações analíticas. A potência de entrada é proveniente de uma coleção de fontes de potência. Dados medidos podem ser alimentados neste ponto.

AutoSEA monta uma matriz de balanço de energia a qual é solucionada para determinar os níveis de energia dos subsistemas. O mesmo software pode ser utilizado para investigar os efeitos de modificações estruturais para avaliar os tratamentos acústicos. Uma base de dados com fatores de amortecimento também está disponível.

Uma das maiores vantagens do AutoSEA é sua excelente interface gráfica, a qual torna o processo de modelagem eficiente e intuitivo. As bibliotecas de potência de entrada, e de opções de subsistemas são consideradas muito boas. Sua interface com outros programas e arquivos (NASTRAN, I-DEAS, IGES, planilhas, arquivos ascii) é muito vantajosa.

A maior desvantagem é a lista restrita de fatores de acoplamento. O método de cálculo é baseado nas fórmulas dadas por CREMER e HECKEL (p. 574 – 590, 1982).

2.7.2 VAPEPS: Vibro Acoustic Payload Environment Predictions Systems

VAPEPS é desenvolvido sob supervisão da NASA, com o objetivo de fornecer à comunidade científica da área aeroespacial um método confiante e consistente para estabelecer um projeto vibro-acústico e também fornecer base de dados para predição.

Apesar de ser desenvolvido inicialmente para a indústria aeroespacial e ter sua base de dados orientada para esta, este software pode ser utilizado para outros propósitos.

Sua maior desvantagem é a lista restrita de fatores de acoplamento, por exemplo, a lista de acoplamento de duas placas apenas inclui junções em T, L e +, outras aplicações não podem ser incluídas. No caso de navios, construção civil, e indústria aeroespacial este fato não causa muitos problemas. Entretanto, para analisar o acoplamento das partes constituintes de carros, helicópteros e outras estruturas complexas, VAPEPS não é suficiente. Este também não suporta uma interface gráfica.

2.7.3 SEAM

O software é desenvolvido por Cambridge Collaborative desde o início dos anos 80. É utilizado por armadores, estabelecimentos de pesquisa da marinha e fabricantes de carros e aviões em geral, principalmente nos Estados Unidos. Além do *solver*, Cambridge Collaborative também desenvolveu um pré e um pós-processador para o programa. SEAM está disponível para estações de trabalhos Unix e PC.

Os procedimentos de cálculos do fator de acoplamento também se baseiam em CREMER e HECKEL (1982).

2.7.4 SEADS

O software é desenvolvido por LMS, em Conjunto com a Universidade Católica de Leuven. Tem ampla utilização na indústria automotiva, apresentando uma boa interface gráfica.

2.8 Exemplos de utilização

LIN (1999) considera que, na velocidade de cruzeiro, o ruído interno numa aeronave é causado pela camada limite turbulenta (TBL) e desenvolve um modelo matemático com o intuito de analisar opções de projeto para controle de ruído interno num Boeing 737/700. Este modelo foi desenvolvido usando SEA, e a faixa de frequência de interesse era de 500 a 4000 Hz, a qual é crítica para a inteligibilidade da fala. O nível de pressão sonora da cabine é então medido na velocidade de cruzeiro, 0,78 Mach a 35.000 pés. A precisão alcançada no modelo está na faixa de 3-5 dB em comparação com os níveis medidos, especialmente nas bandas de 100 a 4000Hz. A classificação das fontes de acordo com a respectiva contribuição obtida através do modelo também corresponde aos dados experimentais. Três diferentes coberturas (sem carpete, carpete normal e carpete premium) para o piso foram utilizadas no estudo de simulação de design. O modelo predisse a influência destes tipos de cobertura e estas previsões foram validadas.

CIMERMAN E BREMNER (1995) apresentam um método analítico para a avaliação da redução de ruído no interior de veículos que possuem revestimento acústico. O método combina o cálculo da perda de transmissão (PT) do revestimento e do coeficiente de absorção com o cálculo da redução de ruído de painel revestido utilizando SEA. Isto permite a avaliação do

desempenho do revestimento nas condições reais de operação e também a classificação por importância dos caminhos de transmissão via ar e via estrutura. Métodos analíticos para a obtenção da perda de transmissão (PT) e do coeficiente de absorção para camadas de material de revestimento podem reduzir a quantidade de testes necessária para que as especificações sejam atendidas. De acordo com o autor utilizar para painéis de automóveis a perda de transmissão ideal, calculada para um meio semi-infinito superestima a PT medida de um painel real. Demonstra-se que SEA pode ser utilizada para cálculos de PT e para investigar os efeitos globais de PT em painéis modificados nas condições reais de operação.

WANG (1994) estuda a fuselagem de uma aeronave leve. Esta é modelada por uma casca cilíndrica com o objetivo de estudar a transmissão sonora através da estrutura. Um modelo acústico de SEA é desenvolvido para a predição da perda de transmissão da casca cilíndrica para modelos acima de 500 Hz. Parâmetros como densidade modal e eficiência de radiação são obtidos do diagrama de número de onda. A perda de transmissão é calculada experimentalmente através da medição das intensidades sonoras incidente e transmitida. Baseado em predições teóricas e resultados experimentais os principais caminhos de transmissão foram encontrados e maneiras de reduzir a transmissão de ruído são sugeridas.

Capítulo 3

Parâmetros de SEA

Este capítulo tem por objetivo a descrição dos parâmetros utilizados em modelos de SEA de sistemas estruturais e acústicos.

Os parâmetros de SEA necessários ao balanço de energia dos subsistemas relacionam a potência de entrada com níveis médios de energia através da equação básica de SEA. Assim, para uma dada banda de frequência, centrada em ω , a relação entre a potência externa aplicada W , os fatores de perda (acoplamento e amortecimento) e as energias dos subsistemas, é dada por:

$$\mathbf{w}[\mathbf{h}]\{\mathbf{E}\} = \{\mathbf{W}\} \quad (3.1)$$

onde $[\eta]$ é a matriz dos fatores de perda e acoplamento

$\{\mathbf{E}\}$ é a matriz de energia

$\{\mathbf{W}\}$ vetor das potências de entrada

3.1 Energia

A energia de um subsistema é definida em termos da média quadrática espacial da velocidade ou da pressão média quadrática, integrada na banda de frequência. A energia para subsistemas estruturais e acústicos é definida respectivamente da seguinte forma:

$$E_i = m_i \langle v^2 \rangle_{sp} \quad (3.2)$$

$$E_i = \frac{V_i}{r.c^2} \langle p^2 \rangle_{sp} \quad (3.3)$$

Onde m é a massa, v é a velocidade *rms*, V_i é o volume, e p é a pressão

sonora *rms*. Se a energia é determinada experimentalmente, uma amostragem espacial da resposta média quadrática é obtida, geralmente, através de alguns pontos (>6) selecionados no elemento estrutural ou na cavidade acústica.

3.2 Densidade Modal

A densidade modal é definida como sendo o número de modos existentes em uma dada banda de frequência. Este parâmetro é importante para a predição, pois mostra quantos modos ressonantes estão disponíveis para armazenar energia e quantos modos estão transferindo energia entre si.

O número de modos N em Δf está relacionado à densidade modal pela seguinte expressão:

$$n_i(f) = \frac{N_i}{\Delta f} \quad (3.4)$$

Dentre os parâmetros de SEA a densidade modal é o mais fácil de ser determinado, tanto de forma analítica como experimentalmente.

Expressões analíticas acuradas podem ser encontradas em FAHY (1982 p. 165-186), para subsistemas simples tais como barras, placas, cascas e cavidades acústicas.

Para cavidades acústicas de acordo com GERGES (1992 p.257), temos a seguinte relação:

$$N = \frac{4p.V}{3c^3} f^3 + \frac{p.A}{4c^2} f^2 + \frac{L}{8c} f \quad (3.5)$$

Tratando-se de subsistemas estruturais, o cálculo é baseado em informações a respeito da geometria do subsistema e/ou na relação de dispersão das ondas sonoras. Os valores obtidos são similares para sistemas com a mesma dimensão, como mostra a Fig. 3.1.

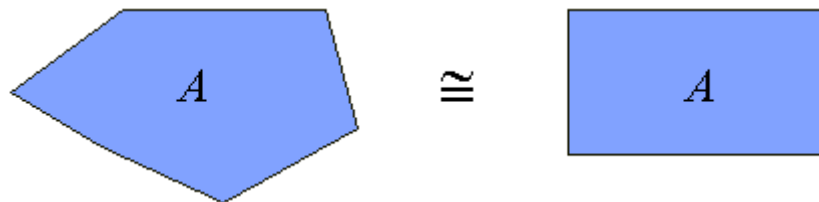


Figura 3.1 O cálculo concentra-se nas dimensões das estruturas 1D, 2D, 3D.

3.2.1 Número de modos utilizando métodos de elementos finitos e/ou ensaios

Existem muitos problemas em engenharia para os quais se faz necessário calcular ou medir o número de modos manualmente. Uma maneira de se contornar esta dificuldade é fazer uso do método de elementos finitos, a fim de se determinar o número de modos contidos em cada banda de frequência. Outra maneira efetiva de se determinar o número de modos em uma banda de frequência é baseada no cálculo da mobilidade de subsistemas:

$$N = 4.M.\Delta f.Re\langle Y \rangle \quad (3.6)$$

Onde M é a massa e $Re \langle Y \rangle$ parte real da mobilidade pontual do subsistema em consideração. Este método é bastante satisfatório para a realização de testes (ver Seção 4.1).

3.2.2 Fator de superposição modal

O fator de superposição modal é definido como o produto da largura da banda de meia potência e a densidade modal.

Os modos sobrepõem-se na seguinte condição:

Largura de banda de meia potência (BW) > espaçamento entre modos (df)

$$BW > df \rightarrow \frac{wh}{2p} > \frac{1}{n(f)} \rightarrow f \cdot h \cdot n > 1$$

Assim superposição modal ocorre quando $M = f \cdot h \cdot n > 1$, portanto:

$$M_i = f h_i n_i \quad (3.7)$$

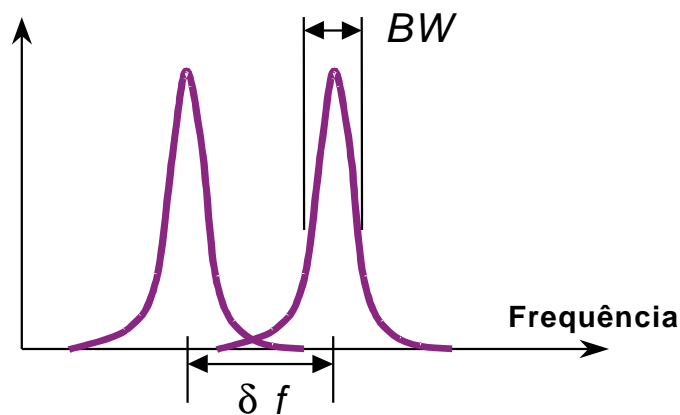


Figura 3.2 Ilustração da banda de $\frac{1}{2}$ potência e espaçamento entre os modos naturais.

3.3 Potência de entrada

Considerando que SEA baseia-se em um balanço energético, a situação ideal é aquela onde a potência de entrada é fornecida pelo usuário. Alternativamente, a magnitude de uma força ou momento pode ser utilizada juntamente com as mobilidades de entrada dos subsistemas, para se determinar a potência de entrada:

Potência de entrada para uma excitação com única frequência:

$$W_{in}(f) = \langle f v \rangle = \frac{1}{2} \text{Re}(F \cdot V^*) \quad (3.8)$$

Potência de entrada média por banda, excitação ruído branco força:

$$\bar{W}_{in} = \frac{1}{2} \cdot F^2 \cdot \text{Re} \langle \bar{Y}_{pontual} \rangle \quad (3.9)$$

Mobilidade média de entrada:

$$\bar{Y}_{pontual} = \frac{n(f)}{4m} \quad (3.10)$$

Potência de entrada para a cavidade proveniente de excitação da placa, considerando $e_{cavidade} \ll e_{placa}$:

$$\bar{W}_{in,cavidade} = r_o c_o A_p \mathbf{S}_{rad} \langle v_p^2 \rangle \quad (3.11)$$

Potência de entrada para a placa proveniente da cavidade, considerando $e_{placa} \ll e_{cavidade}$:

$$W_{in,placa} = \frac{n_p(f) c_o^2 \mathbf{S}_{rad} \langle p_a^2 \rangle}{4p f^2 r_p t_p} \quad (3.12)$$

Adicionalmente, existem representações analíticas de potências para campos difusos, além de excitações por fronteiras turbulentas (CRAIG, 1988, p. 87-92), as quais podem ser usadas em modelos de SEA.

3.4 Fator de perda por amortecimento

A potência de entrada de um subsistema é dissipada através de uma ou mais formas de amortecimento, tais como absorção acústica, amortecimento estrutural, fricção de juntas, uniões por soldas e parafusos, etc. O amortecimento estrutural é uma função das propriedades do material. Este pode ser amortecimento histerético ou viscoelástico.

A potência dissipada por um subsistema é definida:

$$W_{diss} = \mathbf{w} \mathbf{h}_{diss} \cdot E_{ii} \quad (3.13)$$

Onde η_{diss} é o fator de perda por amortecimento e $\omega \cdot E_{ii}$, representa a potência média armazenada no subsistema.

O fator de perda por amortecimento pode ser medido através da técnica da banda de meia potência, tempo de reverberação T_{60} ou métodos de potência injetada.

Este parâmetro está relacionado a outras medições de dissipação, tais como:

Razão de amortecimento crítico ζ :

$$\mathbf{h} = 2\mathbf{z} \quad (3.14)$$

Tempo de reverberação T_{60} :

$$\mathbf{h} = \frac{2,2}{f \cdot T_{60}} \quad (3.15)$$

Coefficiente de absorção médio $\bar{\mathbf{a}}$:

$$\mathbf{h} = \frac{A \cdot c_0}{4 \cdot \mathbf{w} \cdot V} \bar{\mathbf{a}} \quad (3.16)$$

Expressões analíticas não estão disponíveis para o cálculo do fator de amortecimento de componentes estruturais e de cavidades acústicas. Admite-se que o fator de amortecimento é a maior fonte de incerteza, em torno de 20%, na avaliação da resposta dinâmica de sistemas utilizando-se SEA.

3.5 Fator de perda por acoplamento

O fator de perda por acoplamento governa a troca de energia entre subsistemas, sendo definido como a razão entre a potência transmitida e a potência armazenada no subsistema de maior energia, com o subsistema receptor atuando como um sumidouro de energia.

$$W_{i \otimes j} = \mathbf{w} \mathbf{h}_{ij} \cdot E_{ii} \quad (3.17)$$

$$W_{j \otimes i} = \mathbf{w} \mathbf{h}_{ji} \cdot E_{jj} \quad (3.18)$$

Onde os índices i e j correspondem aos subsistemas fonte e receptor, respectivamente.

Em condições de estado estacionário, o fluxo líquido de potência de um subsistema para outro é definido através da seguinte equação:

$$W_{ij} = W_{i \otimes j} - W_{j \otimes i} = \mathbf{w} \mathbf{h}_{ij} \cdot E_{ii} - \mathbf{w} \mathbf{h}_{ji} \cdot E_{jj} \quad (3.19)$$

$$W_{ij} = \mathbf{w} \mathbf{h}_{ij} \left(E_{ii} - \frac{N_i}{N_j} \cdot E_{jj} \right) = \mathbf{w} \mathbf{h}_{ij} \left(\frac{E_{ii}}{N_i} - \frac{E_{jj}}{N_j} \right) N_i \quad (3.20)$$

$$W_{ij} = \mathbf{w} \mathbf{h}_{ij} \cdot N_i (e_j - e_i) \quad (3.21)$$

A relação anterior foi obtida através da **condição de reciprocidade**, a seguir:

$$\mathbf{h}_{ij} \cdot N_i = \mathbf{h}_{ji} \cdot N_j \quad (3.22)$$

Lembrando que \mathbf{h}_{ij} = fator de acoplamento e n_i = densidade modal.

Esta equação estabelece que em SEA é necessário obter-se a densidade modal dos dois subsistemas acoplados e também de um dos fatores de perda por acoplamento, ou o contrário, 2 fatores de amortecimento, como é normalmente realizado em procedimentos experimentais CIMERMAN (1997, p.2).

O fator de acoplamento pode ser medido experimentalmente ou também calculado, utilizando-se fórmulas analíticas e técnicas numéricas.

Ao contrário do fator de amortecimento, bem conhecido em outras áreas de estudo, o fator de acoplamento é unicamente associado a SEA. No entanto, é possível associar o fator de acoplamento a outros parâmetros conhecidos, tais como coeficientes de transmissão e eficiência de radiação (ver Seção 4.10).

O número e a variedade de tipos de acoplamento é extremamente grande. Os mais freqüentemente encontrados estão listados abaixo:

- i. Barra - barra
- ii. Barra - placa
- iii. Placa - placa
- iv. Placa - cavidade acústica

Acoplamentos placa-cavidade acústica são objeto de estudo há vários anos; sendo assim existem fórmulas analíticas e procedimentos computacionais bem estabelecidos. No caso de um painel acoplado a uma cavidade acústica, o fator de perda por acoplamento é dado por:

$$\mathbf{h}_{ij} = \frac{\mathbf{r}_o c_o}{w \mathbf{r}_s} \mathbf{s}_{rad} \quad (3.23)$$

Já interações estrutura - estrutura são difíceis de serem determinadas, pois a transmissão de energia de uma estrutura para outra depende dos detalhes geométricos da conexão, especialmente em freqüências mais altas.

Existem muitos trabalhos sendo desenvolvidos para se realizar o cálculo de fatores de acoplamento utilizando FEM, SHORTER (1988), YAN&PARRET (2002), YAMAZAKI (2002). Deve-se notar que, em alguns casos, uma avaliação computacional acurada dos fatores de acoplamento estrutura – estrutura requer modelos muito detalhados que não se justificam em fase iniciais do projeto.

CRAIG (1988) define fatores de perda por acoplamento entre diferentes combinações de subsistemas vibro-acústicos.

3.5.1 Dualidade modo-onda

Pode-se calcular o acoplamento através do coeficiente de transmissão. Este procedimento considera ondas propagando-se ao longo do subsistema 1 e incidindo sobre a união com o subsistema 2 (campo difuso ou θ). A potência transferida para o segundo componente é função do coeficiente de transmissão de energia conforme Fig. 3.3.

$$t_{12} = \frac{P_{transmitida,2}}{P_{incidente,1}} \quad (3.24)$$

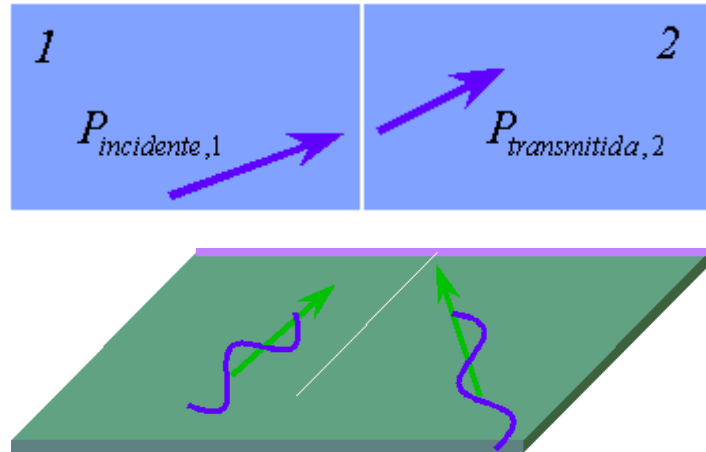


Figura 3.3 Dualidade modo/onda.

Estes procedimentos resultam em valores de η_{ij} concordantes quando a densidade modal dos subsistemas é alta.

A forma geral do coeficiente de transmissão para uma junta estrutural com número de elementos m é dada por:

$$t_{ij} = \frac{4R_{1\infty}R_{2\infty}}{\left| \sum_{i=1}^m \dot{\mathbf{a}} Z_i \right|} \quad (3.25)$$

Onde $R_{1\infty}$ e $R_{2\infty}$ são as resistências de entrada dos subsistemas.

As formulações para conexões são divididas em três grupos:

- i. Ponto
- ii. Linha
- iii. Área



Figura 3.4 Subsistemas conectados através de um ponto.

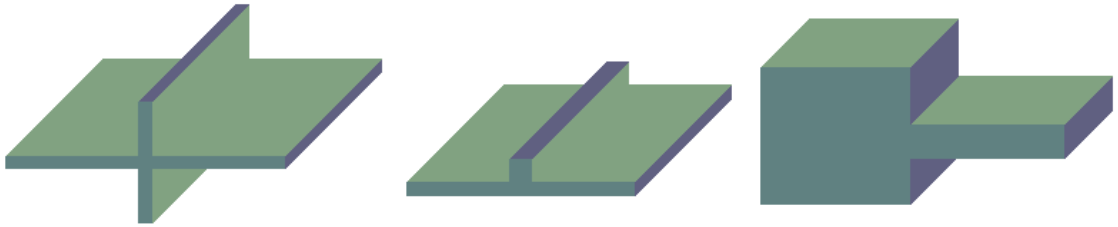


Figura 3.5 Subsistemas conectados por uma linha.

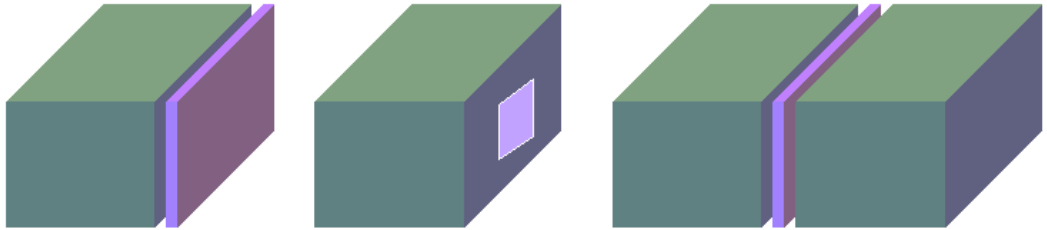


Figura 3.6 Subsistemas conectados por uma área.

Para o caso simples de duas barras acopladas (Figura 3.7), temos:

$$\mathbf{t}_{12,\mathbb{Y}} = \frac{4 R_{1\mathbb{Y}} R_{2\mathbb{Y}}}{|Z_{1\mathbb{Y}} + Z_{2\mathbb{Y}}|^2} \quad (3.26)$$

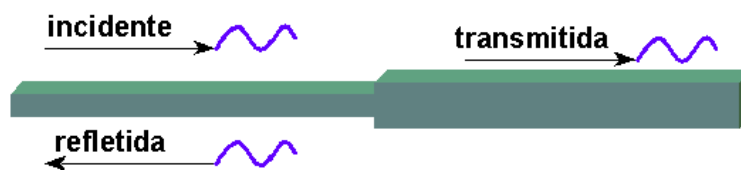


Figura 3.7 Duas barras acopladas.

$$P_{trans} = \mathbf{t}_{12,\mathbb{Y}} \times P_{inc} = P_{1\otimes 2} \quad (3.27)$$

$$P_{refl} = (1 - t_{12,\Psi}) \times P_{inc} \quad (3.28)$$

Da Equação 3.17 e das Equação 3.27 e 3.28 que seguem tem-se que a energia do subsistema 1 é:

$$E_1 = \frac{L_1}{c_g} (P_{inc} + P_{refl}) = \frac{n_1(f)}{2} (P_{inc} + P_{refl}) \quad (3.29)$$

Então a relação entre o coeficiente de transmissão e o fator de acoplamento, para acoplamento em um ponto é:

$$h_{12} = \frac{1}{\omega n_1(f)} \times \frac{2t_{12,\Psi}}{2 - t_{12,\Psi}} \quad (3.30)$$

Mesmo para casos mais complexos tem-se $h_{ij} \propto \frac{1}{N_i} t_{ij}$.

$$t_{12,\Psi}^{area}(0) = \frac{4 R_{1\Psi}^{area} R_{2\Psi}^{area}}{|Z_{1\Psi}^{area} + Z_{2\Psi}^{area}|^2} \quad (3.31)$$



Figura 3.8 Radiação e transmissão através de placas.

No caso da Fig. 3.8 a transmissão de energia ocorre por dois caminhos:

- i. Acoplamento através da inércia da placa, conhecido como “lei das massas”
- ii. Acoplamento através dos modos ressonantes das placas, “resonant transmission”

Para a transmissão controlada pela lei das massas tem-se:

$$t_{12}^{area}(0) = \frac{4 R_1 R_2}{\left| \dot{a} Z_i \right|} = \frac{4 r_o c_o r_o c_o}{\left| r_o c_o + r_o c_o + j\omega r_p t_p \right|^2} \quad (3.32)$$

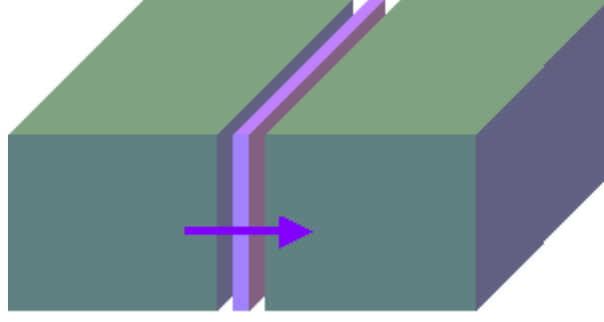


Figura 3.9 Transmissão direta da cavidade 1 para a cavidade 2.

Para a transmissão através da inércia da placa temos,

$$t_{p2}^{area}(0) = \frac{4R_p R_2}{\left| \dot{a}Z_i \right|} = \frac{4\mathbf{w} \mathbf{r}_p \mathbf{t}_p \mathbf{r}_o c_o}{\left| \mathbf{r}_o c_o + \mathbf{r}_o c_o + j\mathbf{w} \mathbf{r}_p \mathbf{t}_p \right|^2} \quad (3.33)$$

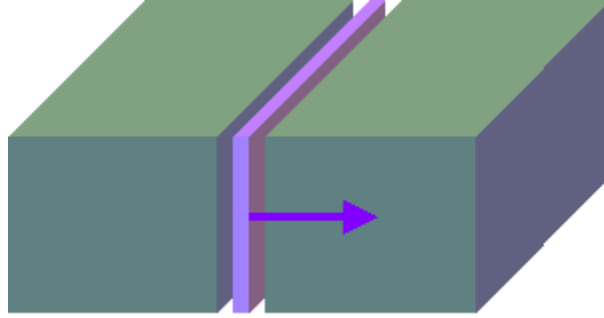


Figura 3.10 Transmissão de energia da placa para a cavidade 3.

Assim, a forma geral para o fator de acoplamento seria:

$$\bar{h}_{12}^{area} = \frac{1}{\mathbf{w} n_1(f)} \times \mathbf{b}_{corr} I_{12}^{area}(k_1, k_2) \times \frac{2\mathbf{t}_{12,\mathbb{Y}}(0)}{2 - \mathbf{t}_{12,\mathbb{Y}}(0)} \quad (3.34)$$

Onde β_{corr} é um fator de correção, aplicado quando o fator de superposição modal for baixo, e $I_{12}^{area}(k_1, k_2)$ é a integral considerando os ângulos de incidência. A integral I_{12}^{area} depende da frequência, possuindo formulações distintas para ondas subsônicas, sônicas e supersônicas em placas (Seção 4.10.2). Encontra-se uma abordagem mais completa da avaliação e estimativa dos fatores de acoplamento em LYON (1995, Capítulo 10).

3.6 Troca de energia entre sistemas com vários graus de liberdade

As interações existentes entre dois subsistemas podem ser analisadas através da interação entre dois grupos de modos os quais representam os

subsistemas (Seção 2.2). Neste item dois grupos de modos serão designados por 1 e 2, conforme a Figura 3.11.

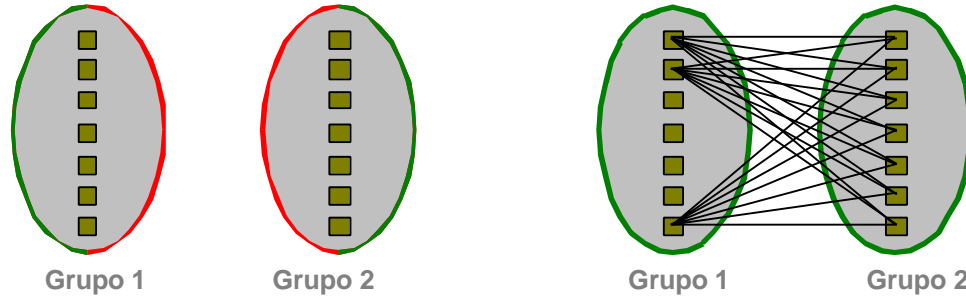


Figura 3.11 Interação de pares de modos.

Assume-se que cada modo de um grupo não esteja acoplado a nenhum modo do mesmo grupo, porém um modo do grupo 1 pode estar acoplado a qualquer modo do grupo 2. O mesmo se aplica aos modos do grupo 2.

Hipóteses assumidas para uma abordagem estatística:

- i. Frequência natural uniformemente distribuída.
- ii. Todos os modos da banda contêm a mesma energia e possuem amplitudes modais independentes.
- iii. Amortecimento de cada modo é similar.

Sob estas circunstâncias, o fluxo de potência entre modos é:

$$W_{1,2,j} = \langle B_{12} \rangle_{w_1, w_2} (E_1^m - E_2^m) \quad (3.35)$$

$$\langle B_{12} \rangle = \mathbf{w} \mathbf{h}_{12} \quad \langle \mathbf{b}_{12} \rangle = \langle B_{12} \rangle n(\mathbf{w})_1 \quad (3.36)$$

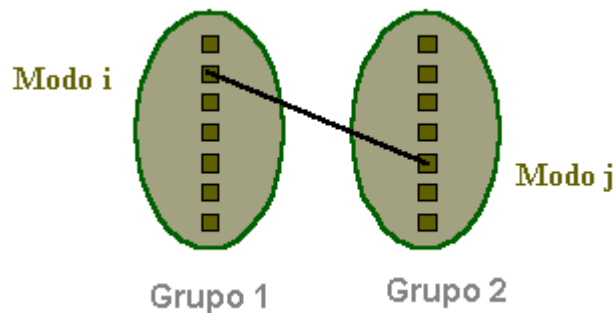


Figura 3.12 Interação entre modo i do grupo 1 e modo j do grupo 2.

O fluxo de potência total de todos os modos do grupo 1 para o modo j pode ser calculado da seguinte forma:

$$W_{1,2,j} = \langle B_{12} \rangle N_1 (E_1^m - E_2^m) \quad (3.37)$$

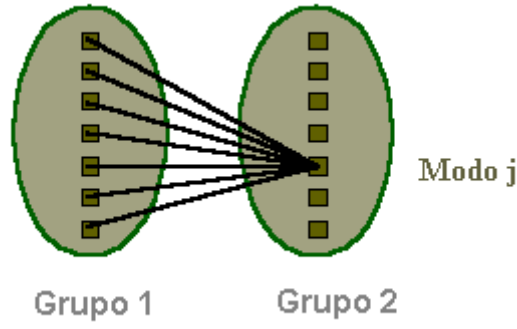


Figura 3.13 Interação entre modos do grupo 1 e modo j do grupo 2.

O fluxo total de 1 para 2 é dado por:

$$W_{1,2_j} = \langle B_{12} \rangle N_1 N_2 (E_1^m - E_2^m). \quad (3.38)$$

Ou de outra forma:

$$W_{12} = \langle B_{12} \rangle N_1 N_2 \left(\frac{E_1^t}{N_1} - \frac{E_2^t}{N_2} \right), \quad (3.39)$$

onde E_i^m é energia de cada modo e E_i^t é a energia total do grupo.

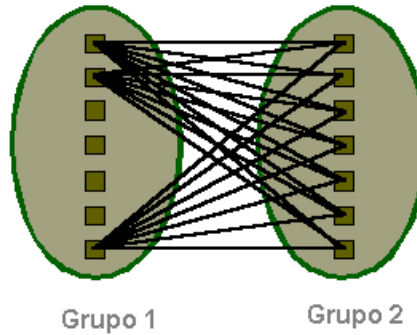


Figura 3.14 Interação entre modos dos grupos 1 e 2.

Do exposto acima se conclui que o fluxo de potência é proporcional à largura da banda e também à diferença entre energias modais.

3.7 Balanço de Energia

Em condições de estado estacionário, a forma geral das equações de SEA fornece o balanço energético para um subsistema (Fig. 2.3):

$$\sum W_{i,in} = \sum W_{i,out} \quad (3.40)$$

$$W_{in} = W_{diss} + W_{ij} \quad (3.41)$$

Sendo:

W_{in} , Potência de entrada a partir do ambiente, pode ser proveniente de camada limite turbulenta, ruído de fonte acústica ou excitação mecânica.

W_{diss} , potência dissipada para cada subsistema, representa a energia verdadeiramente perdida por vibração mecânica e dependerá apenas da quantidade de energia armazenada em cada subsistema.

W_{ij} , potência transmitida, representa a taxa de energia que é trocada entre os subsistemas i e j .

A potência transmitida depende apenas da diferença em energia modal entre os 2 subsistemas e da força do acoplamento entre eles.

Como já mencionado, o fator de acoplamento é uma medida da taxa de energia que está sendo transmitida de um subsistema para outro através das junções, enquanto que o fator de amortecimento é uma medida da taxa de energia que está deixando um subsistema através de um mecanismo de dissipação.

A Figura 3.15 mostra o balanço de potência entre dois subsistemas.

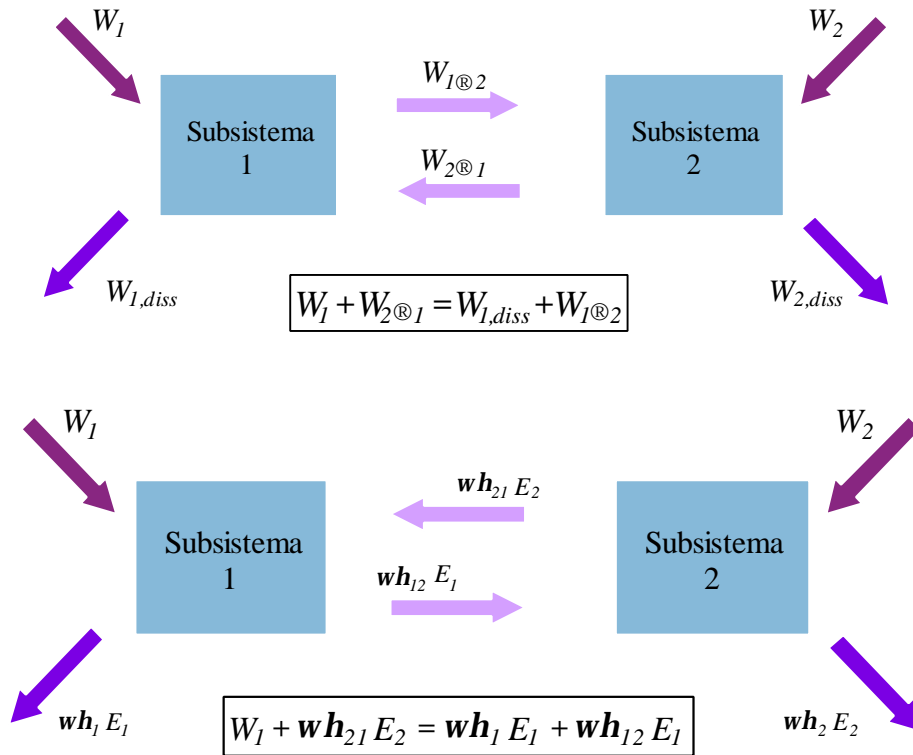


Figura 3.15 Balanço de potências para dois subsistemas

De forma geral, a potência que entra em um subsistema é dissipada ou transmitida a outros subsistemas. No problema de dois subsistemas, o balanço energético para cada subsistema pode ser estabelecido como:

$$\begin{aligned}
 W_{i,in} &= \mathbf{w} \mathbf{h}_i \cdot E_i + \mathbf{w} \mathbf{h}_{ij} \cdot N_i \left(\frac{E_{ii}}{N_i} - \frac{E_{jj}}{N_j} \right) \\
 W_{j,in} &= \mathbf{w} \mathbf{h}_j \cdot E_{jj} + \mathbf{w} \mathbf{h}_{ji} \cdot N_j \left(\frac{E_{jj}}{N_j} - \frac{E_{ii}}{N_i} \right)
 \end{aligned}
 \quad (3.42)$$

Neste caso especial, se a potência de entrada for aplicada apenas ao primeiro subsistema $W_{2,in} = 0$ então, ter-se-á uma razão de energias da forma:

$$\frac{E_{jj}}{E_{ii}} = \frac{N_j}{N_i} \frac{\mathbf{h}_{ji}}{\mathbf{h}_{ji} + \mathbf{h}_j}
 \quad (3.43)$$

A qual estabelece que os fatores de perda por acoplamento e amortecimento precisam ser comparados entre si, a fim de se determinar suas influências sobre a razão de energias. A interpretação é apresentada na Fig. 3.16., em analogia com sistema hidráulico para comparação de fator de amortecimento e fator de acoplamento.

Quando $\eta_{ij} \gg \eta_j$ a energia modal é equiparada entre os subsistemas, ou seja:

$$\frac{E_{jj}}{E_{ii}} = \frac{N_j}{N_i}
 \quad (3.44)$$

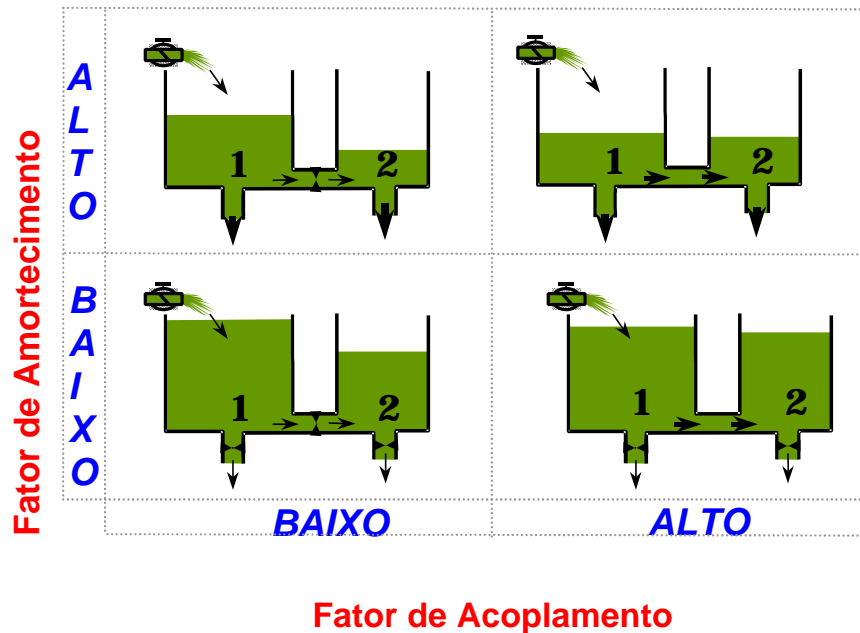


Figura 3.16 Analogia com sistema hidráulico.

Para um sistema complexo geral, o balanço energético anterior aplicado repetidamente para todos os subsistemas resulta em um sistema linear de

equações, podendo ser apresentado em forma matricial de duas maneiras distintas:

1. Sem utilizar as densidades modais, matrizes não simétricas, energias totais.

[illegible]

2. Com as densidades modais, matrizes simétrica, energias modais.

[illegible]

De posse dos dados acima mencionados, partimos para a determinação da energia interna de cada subsistema, a ser obtido através da resolução do sistema de equações (matriz) decorrente do balanço de potência nos subsistemas ou determinando experimentalmente através de equações. As variáveis de interesse são as energias nos subsistemas.

$$\{E\} = \frac{I}{W} [\mathbf{h}]^{-1} \{W\} \quad (3.47)$$

Onde:

$\{E\}$ vetor das energias

$[\eta]$ matriz dos fatores de perda e acoplamento

$\{W\}$ vetor das potências de entrada

Veremos no Capítulo 5 que este sistema pode ser solucionado com dados tanto analíticos e experimentais como numéricos. A partir de CIMERMAN [1997], métodos híbridos vêm sendo aplicados com o intuito de melhorar a acuidade das predições utilizando a metodologia SEA.

Capítulo 4

Determinação de Parâmetros de SEA

A metodologia SEA fornece uma estimativa da resposta em bandas de frequência largas o suficiente para incluir muitos modos. Este capítulo descreve os métodos experimentais e analíticos utilizados para a determinação dos parâmetros: densidade modal, potência de entrada, fatores de amortecimento e eficiência de radiação. Tais parâmetros determinam o nível de resposta, estrutural e acústica, do subsistema quando este é submetido a uma excitação aleatória de banda larga.

Com o desenvolvimento e o crescimento do número de aplicações da metodologia SEA, surgiram muitos trabalhos dedicados à criação e aperfeiçoamento de procedimentos para a determinação dos já citados parâmetros de SEA.

Os resultados de parâmetros obtidos para o cilindro de alumínio são comparados com os obtidos analiticamente e com resultados de simulação numérica, utilizando-se modelagem por FEM, BEM e SEA.

4.1 Densidade modal

Corroborando a metodologia de SEA, a densidade modal foi estudada por HECKL (1962), SZECHENYI (1971a), RANKY(1983), BROWN & NORTON (1985). Neste trabalho o procedimento para sua determinação foi baseado nos estudos de CLARKSON (1981a, 1981b, 1983) e KESWICK (1987).

De acordo com o registro consignado no Capítulo 3, a densidade modal é

definida como sendo o número de modos por banda, de acordo com a seguinte equação:

$$n(f_c) = \frac{N_{\Delta f}}{\Delta f} \quad (4.1)$$

Onde f_c é a frequência central da banda e $N_{\Delta f}$ é o número de modos em Δf .

Em princípio, a densidade modal pode ser obtida excitando a estrutura e contando o número de modos em cada banda de frequência. Porém, quando uma estrutura é excitada por um ruído branco de banda larga, um número grande de modos aparece na região de alta frequência, tornando difícil a análise individual de cada modo. Nestes casos, o cálculo para a determinação da densidade é feito através de métodos numéricos que consideram valores médios de mobilidade. Outra alternativa é obter estas informações do modelo de elementos finitos.

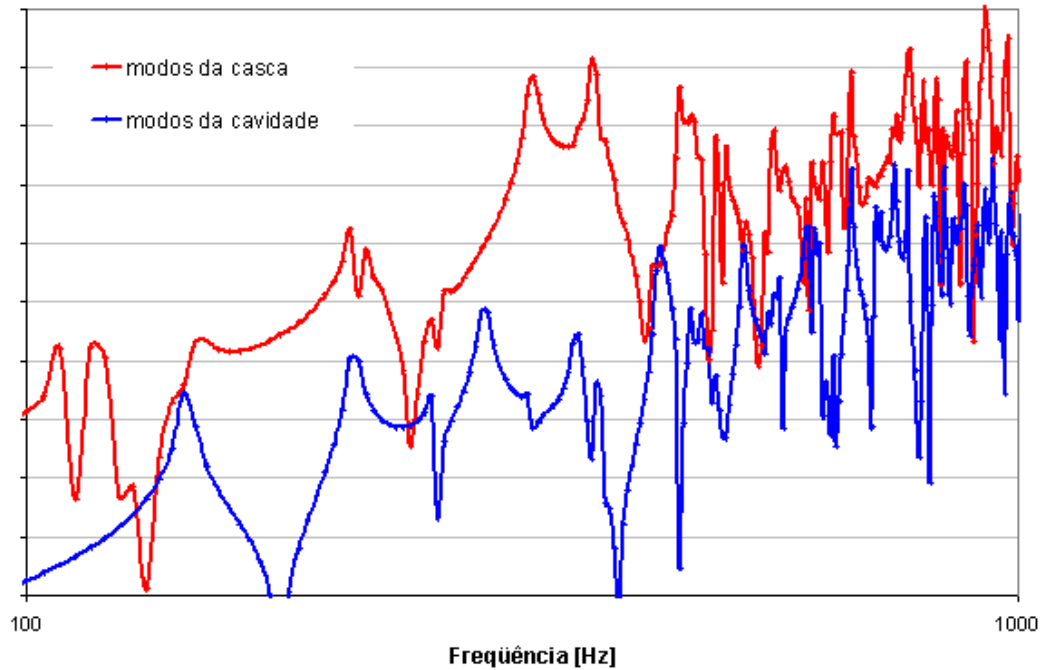


Figura 4.1 Modos da casca cilíndrica e da cavidade acústica até 1000 Hz.

4.1.1 Impedância Mecânica

Uma força dinâmica aplicada a um objeto resulta em uma determinada velocidade. Assim, a impedância mecânica pode ser definida em razão da resistência que um objeto oferece para ser colocado em movimento, conforme a equação:

$$\bar{Z} = \frac{\bar{F}}{\bar{V}} \quad (4.2)$$

Na maioria dos casos existe uma diferença de fase entre a força aplicada e a velocidade resultante. Quando força e velocidade são medidas no mesmo ponto, temos a impedância pontual. O inverso da impedância é a mobilidade.

4.1.2 Mobilidade pontual e mobilidade do cilindro

O conceito de mobilidade pontual representa a capacidade que o componente possui de absorver potência. Neste trabalho a mobilidade pontual foi medida utilizando-se excitação pontual com shaker e uma cabeça de impedância. Na cabeça de impedância o transdutor de força está localizado próximo ao ponto de aplicação da força.

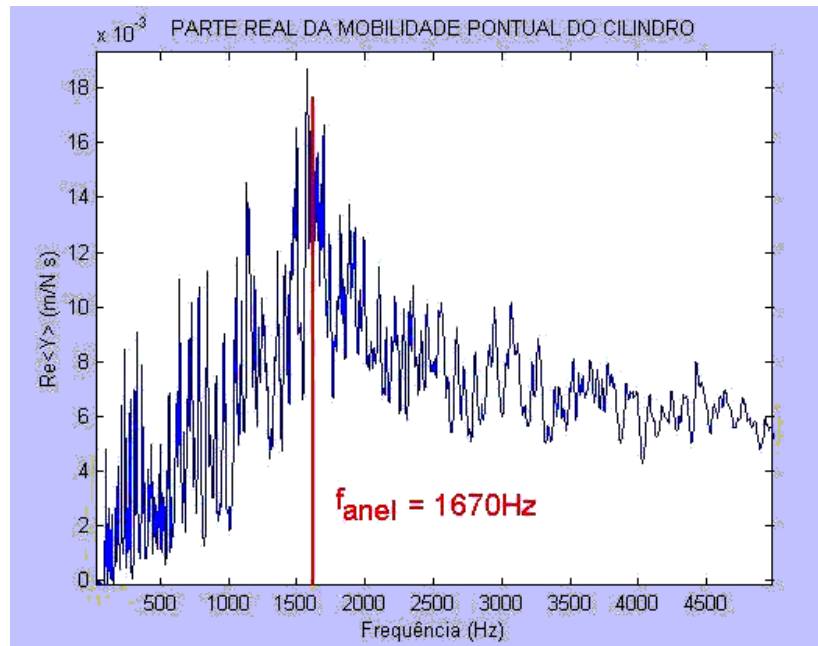


Figura 4.2 Parte real da mobilidade pontual do cilindro, onde a f_{anel} equivale a 1670 Hz.

4.1.3 Procedimento Experimental

A densidade modal foi determinada segundo CLARKSON (1983, p.337),

$$n(f) = \frac{1}{\Delta f} \int_{f_1}^{f_2} 4 * MA * Re < Y > \quad (4.3)$$

O método para sua determinação baseia-se na medição das respostas médias por banda. Testes foram realizados num cilindro uniforme de liga de alumínio ($E=7,1 \cdot 10^{10}$ N/m²; $\rho=2,700$ kg/m³; $M=20$ kg; $\nu=0,33$; $C_1=5432$ m/s e $f_r=1670$) e dimensões $R=475$ mm; $t=2,0$ mm. A mobilidade pontual foi medida

em 3 diferentes pontos e observa-se que a média dos três pontos é muito semelhante ao resultado de único ponto. Note que a aquisição correta de dados de qualidade é extremamente importante, deve-se checar a coerência, a repetitividade e o sinal de entrada (excitação) durante as medições.

Os resultados foram fornecidos em bandas constantes de 100 e 200 Hz e em bandas de terço de oitava. CLARKSON adota bandas constantes de 100 Hz, pois bandas de terço de oitava são muito estreitas nas baixas frequências, e muito largas nas altas.

O arranjo experimental é mostrado na Fig. 4.4. Os resultados dos testes foram comparados com os dados semi-empíricos de SZECHENYI (CLARKSON, 1981a, p.544) e dados de simulação. Foi necessário acrescentar algum amortecimento ao cilindro para evitar componentes negativos na parte real da mobilidade (Fig. 4.2), pois quando isto ocorre a densidade modal é subestimada. Este procedimento é largamente adotado por CLARKSON & POPE (1981a, p.541). Acredita-se que estes componentes negativos ocorram devido a dificuldades no processamento dos dados, em frequências próximas às frequências de ressonância de placas pouco amortecidas (CLARKSON & POPE, 1983, p.338).

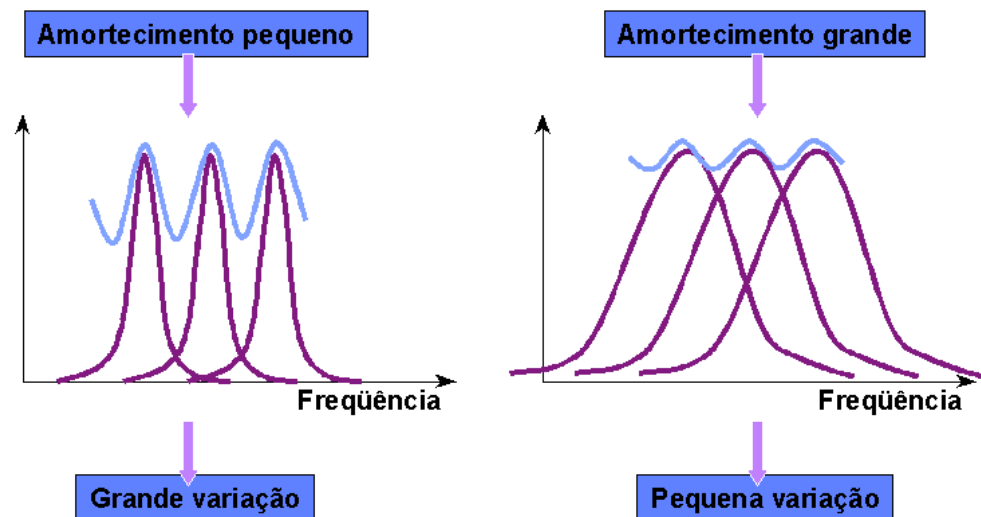


Figura 4.3 Influência do amortecimento.

Em altas frequências os resultados de densidade modal tendem assintoticamente aos resultados de uma placa plana de mesma área, mesma espessura e mesmo material, $n(f) = 0,5621$ modos/Hz.

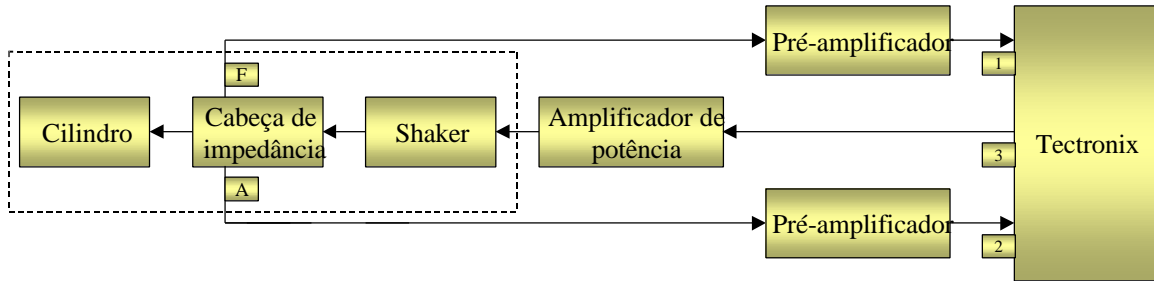


Figura 4.4 Modelo experimental com cilindro

4.1.4 Correção do efeito de adição da massa

Segundo BROWN & NORTON (1985, p.593), a massa existente entre o transdutor e a estrutura precisa ser levada em consideração quando se mede a densidade modal através da mobilidade pontual. Resultados experimentais mostram que, para o caso estudado, efeitos de massa adicionada aumentam com a frequência.

Para que seja efetuada a correção do efeito de adição de massa, deve-se procurar na carta de calibração da cabeça de impedância (fornecida pelo fabricante Brüel & Kjær, Dinamarca), qual a “*mass below force gauge*”. Neste caso, a massa abaixo do transdutor de força é de 2,2g. A correção foi efetuada segundo KESWICK (1987, p.142):

$$Y_{\text{real}} = \frac{Y_{\text{medida}}}{1 - i\omega M_{\text{adicionada}} Y_{\text{medida}}} \quad (4.4)$$

4.1.5 Resultados semi-empíricos de Szechenyi

CLARKSON & POPE apud SZECHENYI (1981a, p.545) apresentam resultados semi-empíricos para três faixas de frequência:

$$\text{Baixa frequência: } \frac{f}{f_r} \leq 0,48 \quad n(f) = \frac{5}{p} \left(\frac{f}{f_r} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{A}{tC_l} \right) \quad (4.5)$$

$$\text{Média Frequência: } 0,48 \leq \frac{f}{f_r} \leq 0,83 \quad n(f) = \frac{7.2}{p} \left(\frac{f}{f_r} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{A}{tC_l} \right) \quad (4.6)$$

$$\text{Alta Frequência: } \frac{f}{f_r} \geq 0,83$$

$$n(f) = \frac{2}{p} \frac{A}{tC_l} \left[\frac{1}{2} + \frac{0.596}{\left(\frac{f}{F} - \frac{1}{F} \right)} \cos \left(\frac{1.75 \pi f}{F} \right) - \frac{1}{2} \frac{1}{\left(\frac{f}{F} - \frac{1}{F} \right)} \cos \left(\frac{1.75 \pi f}{F} \right) \right] \quad (4.7)$$

Quando $f \rightarrow \infty$ $n(f) \rightarrow \frac{A}{tC_l} * 1,65$, $n(f) = 0,57$, o que se compara com o valor

de $\frac{A}{tC_l} * 1,73$, para a placa plana.

F é o “fator de largura de banda” ($f_0 F$ é o limite de frequência superior e f_0/F é o limite de frequência inferior).

4.1.6 Resultados obtidos

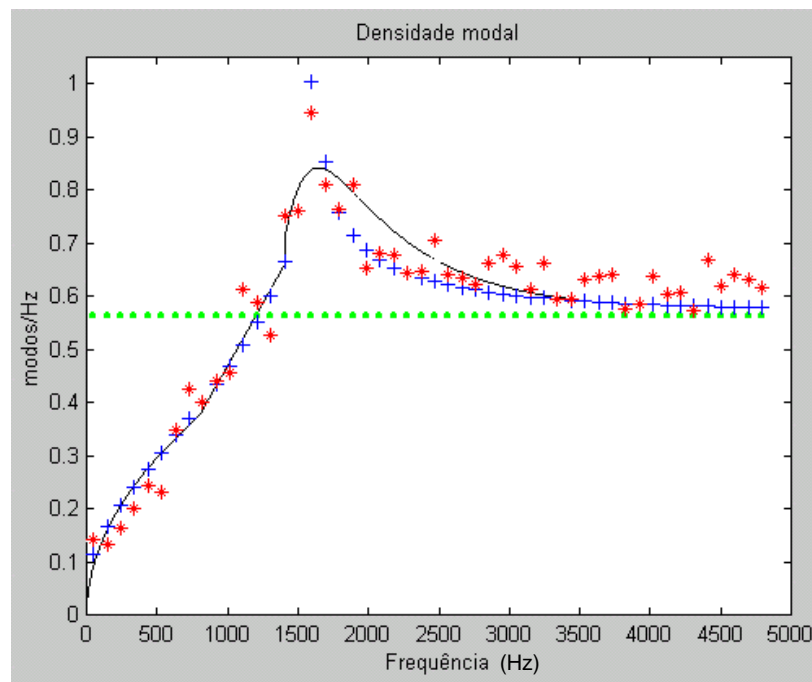


Figura 4.5 Densidade modal em bandas constantes de 100Hz

Dados experimentais

++++

Dados fornecidos pelo software AutoSEA

.....

Resultados para placa plana equivalente quando $f \rightarrow \infty$

Resultados semi-empíricos de Szechenyi

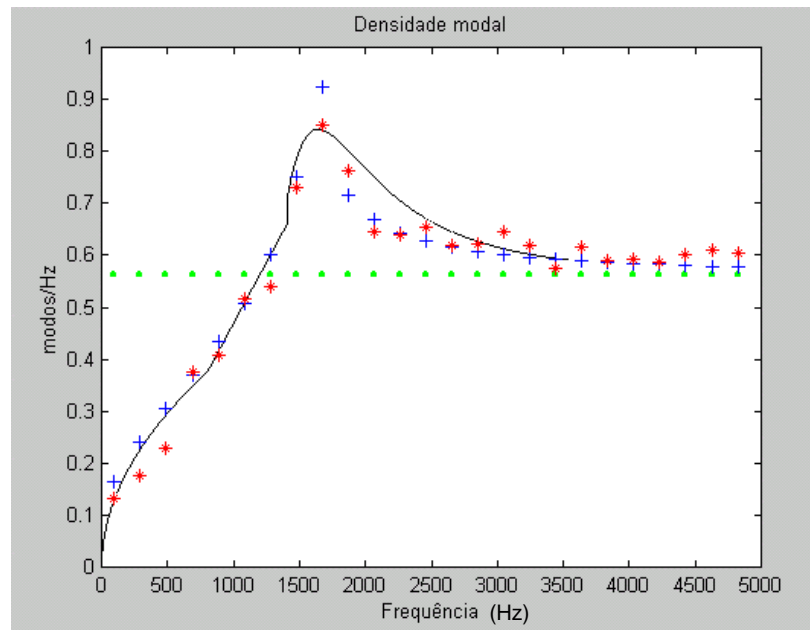


Figura 4.6 Densidade modal em bandas constantes de 200Hz

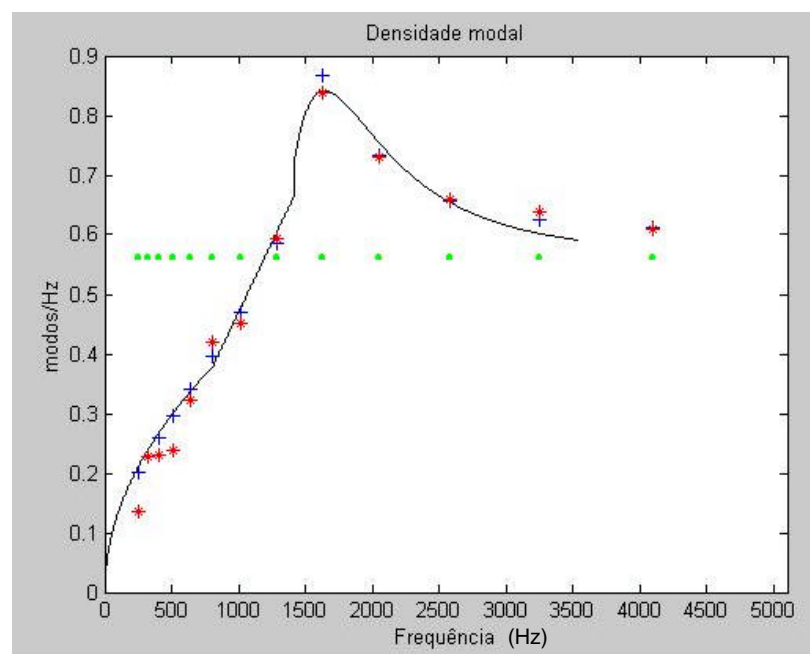


Figura 4.7 Densidade modal em bandas de terço de oitava

Dados experimentais

++++

Dados fornecidos pelo software AutoSEA

.....

Resultados para placa plana equivalente quando $f \rightarrow \infty$

Resultados semi-empíricos de Szechenyi

4.1.7 Conclusão

Os testes descritos mostram que o método baseado na medição das mobilidades pontuais, Equação (4.3), pode ser usado na determinação de densidade modal de componentes estruturais uniformes com sucesso. O espalhamento dos pontos pode ser reduzido calculando-se a média em bandas mais largas.

Pode-se observar, também, para o caso de cascas cilíndricas, variações na densidade modal logo abaixo da frequência de anel. Isto ocorre devido ao agrupamento de ressonâncias estruturais. Para cilindros de paredes finas, as frequências naturais dos modos de respiração estão concentradas em uma banda estreita de frequência.

As medições de densidades modais para a casca cilíndrica coincidem notoriamente, tanto para os resultados obtidos através do software AutoSEA, como para dados semi-empíricos de SZECHENYI.

4.1.8 Densidade modal para placas planas

Para placas planas a densidade modal é calculada de acordo com Clarkson (1986, p.65) pela seguinte equação:

$$n(f) = \frac{A}{tC_l} * 1,73 \quad (4.8)$$

Os resultados obtidos para placa plana de acrílico são apresentados na

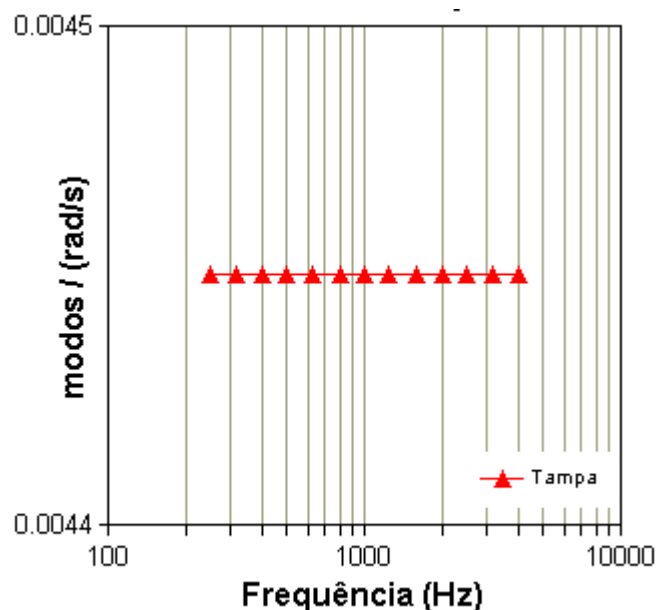


Figura 4.8 Resultados de densidade modal para a tampa de acrílico.

4.1.9 Densidade modal para cavidades

Para cavidades a densidade modal é calculada pela Equação (3.5). Os resultados obtidos para a câmara reverberante e a cavidade cilíndrica serão apresentados a seguir:

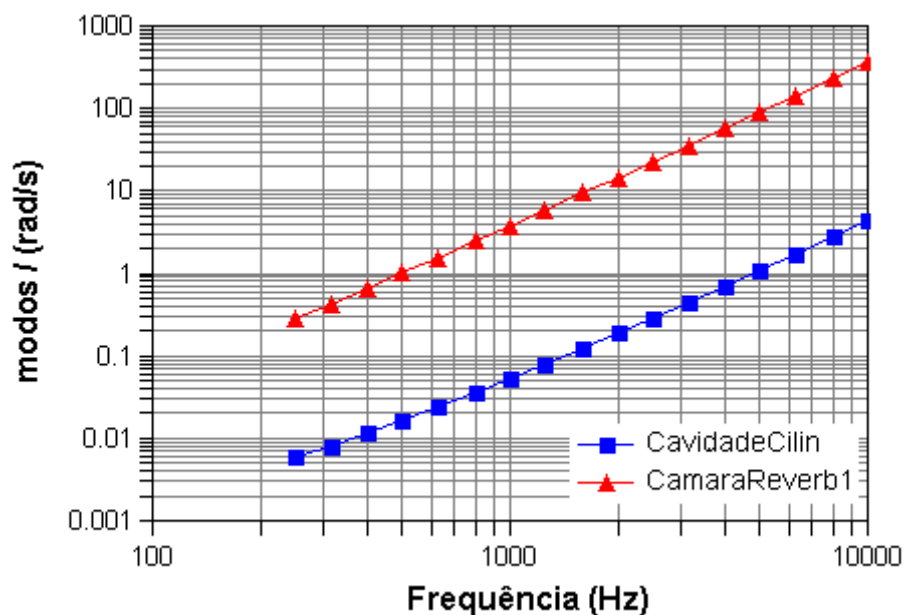


Figura 4.9 Resultados de densidade modal para a câmara reverbrante e cavidade.

Tabela 4.1 Densidade modal [modos/rad/s]

Frequência	Câmara Reverberante	Cavidade Cilíndrica
250	0,2865	0,00592
315	0,4334	0,008145
400	0,6709	0,01159
500	1,017	0,01641
630	1,573	0,02394
800	2,482	0,03591
1000	3,816	0,05309
1250	5,886	0,07928
1600	9,534	0,1247
2000	14,78	0,1892
2500	22,93	0,2887
3150	36,21	0,4493
4000	58,13	0,7126
5000	90,53	1,1

4.2 Fator de perda por amortecimento

Outro parâmetro importante é o fator de amortecimento, que, em geral, varia de modo para modo. Entretanto, a teoria de SEA desenvolvida por LYON (1995) requer um valor médio por banda. Ao contrário da densidade modal, expressões teóricas não estão disponíveis para o cálculo do fator perda por amortecimento. Por este motivo o amortecimento deve ser determinado experimentalmente.

Nesta dissertação, o procedimento para a determinação do amortecimento foi baseado no trabalho de CLARKSON (1981a, 1983). Dando continuidade à pesquisa e desenvolvimento na determinação dos fatores de perda por amortecimento, encontra-se o trabalho de BROWN & NORTON (1985), onde se observam pontos importantes com relação aos procedimentos experimentais para determinação da densidade modal e fator de amortecimento para placas pouco amortecidas.

O amortecimento estrutural é o principal responsável pela dissipação da energia vibratória do sistema, sendo responsável pela conversão de energia vibratória em calor através de diversos mecanismos. As tensões causadas pela propagação de ondas elásticas produzem deslocamentos relativos entre os grãos do material ou entre superfícies de microfissuras. As descontinuidades internas dos grãos na estrutura molecular também são responsáveis pelo amortecimento. Assim, componentes de estruturas montadas apresentam amortecimento superior ao amortecimento interno, devido aos atritos existentes nas juntas ou uniões dos componentes.

O conhecimento do fator de amortecimento é essencial em SEA. Três parâmetros são largamente utilizados para expressar as características de amortecimento de estruturas: o fator de amortecimento mecânico, η ; o tempo de reverberação T_{60} , e o fator de amortecimento crítico ζ .

O fator de amortecimento é um parâmetro de difícil predição, pois varia com o tipo de material e com a geometria do subsistema, devendo, por isto, ser determinado experimentalmente. Existem três métodos para a determinação experimental do amortecimento: método do decaimento; método da potência de entrada e método da banda de meia potência. Neste trabalho foram utilizados os dois primeiros, já que o método da banda de meia potência não é recomendado em SEA. Este último só é aplicado quando os modos do sistema em questão estão suficientemente espaçados entre si (LENZI, 1999, p92-93).

4.3 Potência Sonora

A acuidade na determinação do fator de amortecimento, através do método da potência de entrada, depende da correta estimativa da mesma. Nos parágrafos que se seguem encontram-se os passos para sua determinação.

4.3.1 Força pontual

Considere um sistema sendo excitado em um ponto por uma força $F(t)$; considere que a resposta no mesmo ponto (velocidade) seja $V(t)$. Segundo LENZI, 1999, p.159, a potência média transferida ao longo do tempo é dada por:

$$W_{in} = \frac{1}{T} \int_0^T F(t)V(t)dt \quad (4.9)$$

Por conveniência de formulação analítica, costuma-se representar:

$$F(t) = \tilde{F}.e^{i\omega t} \quad (4.10)$$

$$V(t) = \tilde{V}.e^{i\omega t} \quad (4.11)$$

Caso os sinais de $F(t)$ e de $V(t)$ sejam expressos em forma complexa, tipo $F_0e^{i\omega t}$ e $V_0e^{i\omega t}$, deve-se considerar apenas as partes reais dos sinais, já que estas representam o significado físico da variável complexa.

Então:

$$F(t) = \text{Re}\{\tilde{F}.e^{i\omega t}\} \quad (4.12)$$

$$V(t) = \text{Re}\{\tilde{V}.e^{i\omega t}\} \quad (4.13)$$

$$W_{in} = \frac{1}{T} \int_0^T \text{Re}\{\tilde{F}(t)\} \text{Re}\{\tilde{V}(t)\} dt \quad (4.14)$$

ora

$$\text{Re}\{F\} = \frac{1}{2} [F + F^*] \quad (4.15)$$

$$\text{Re}\{V\} = \frac{1}{2} [V + V^*] \quad (4.16)$$

Onde F^* - F complexo - conjugado

$$W_{in} = \frac{1}{2} \text{Re}\{FV^*\} \quad (4.17)$$

A mobilidade, $Y=\underline{Y}$, na forma complexa, fica:

$$Y^* = \frac{F}{Z^*} \ddot{y} = \frac{V^*}{F^*} \otimes V^* = F^* Y^*$$

$$W_{in} = \frac{1}{2} Re\{F F^* Y^*\} = \frac{1}{2} |F|^2 Re\{Y^*\} \quad (4.18)$$

$$W_{in} = \frac{1}{2} |F|^2 Re\{Y^*\} = \frac{1}{2} |F|^2 Re\left\{\frac{1}{Z^*} \ddot{y}\right\}$$

Observe que ao ser considerada apenas a parte real de Y^* ou de Z^* pode-se escrever:

$$W_{in} = \frac{1}{2} |F|^2 Re\{Y^*\} = \frac{1}{2} |F|^2 Re\left\{\frac{1}{Z} \ddot{y}\right\} = F_{RMS}^2 Re\{Y\} \quad (4.19)$$

Utilizando valores obtidos para a mobilidade pontual e multiplicando pela força média quadrática medida pelo transdutor de força, obtemos o resultado mostrado na Fig. 4.10.

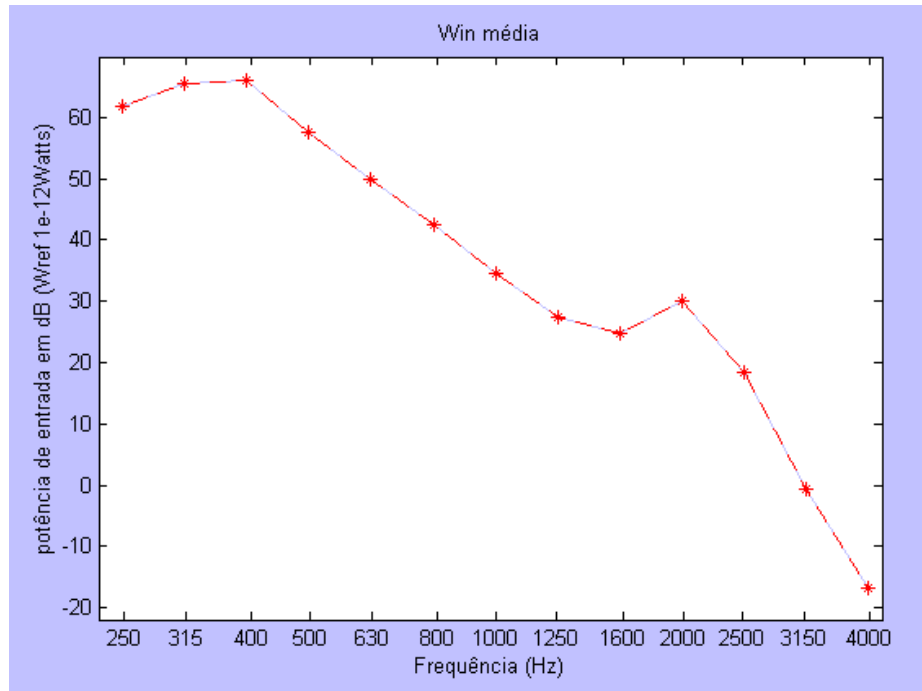


Figura 4.10 Resultados para a potência de entrada no cilindro excitado por *shaker*

4.3.2 Potência transferida por um campo sonoro difuso

De acordo com LENZI (1999, p.163), para um campo acústico de volume V , com uma densidade de energia sonora $\langle p^2 \rangle / \rho_0 c^2$, trocando energia com uma estrutura de massa M , eficiência de irradiação σ_{rad} , área A e densidade modal $n(f)$, obter-se-á a potência transferida pelo campo difuso à estrutura através da seguinte relação:

$$W_{in} = E_s \mathbf{w} \mathbf{h}_{se} = \frac{\langle \bar{p}^2 \rangle}{r_0 c^2} Vol \mathbf{w} \mathbf{h}_{se} \quad (4.20)$$

$$W_{in} = \frac{\langle \bar{p}^2 \rangle}{r_0 c^2} Vol \mathbf{w} \frac{n_e(f)}{n_s(f)} \frac{r_0 c A}{\mathbf{w} M} \mathbf{S}_{rad} \quad (4.21)$$

Para GERGES (1992, p.287), a densidade modal $n_s(f)$ do campo sonoro pode ser aproximada por:

$$n_s(f) \cong \frac{\mathbf{w}^2 Vol}{c^3} \quad (4.22)$$

Então:

$$W_{in} = \langle \bar{p}^2 \rangle \frac{n_e(f) A}{M} \frac{c^2}{\mathbf{w}^2} \mathbf{S}_{rad} \quad (4.23)$$

Observa-se que a potência transferida pelo campo difuso independe do volume da cavidade, dependendo, isto sim, da densidade de energia.

Considerando a situação de fraco acoplamento entre a estrutura e o campo sonoro, pode-se determinar a resposta da estrutura em função de $\langle v^2 \rangle$ pela expressão:

$$W_{in} = W_{diss} = \mathbf{w} \mathbf{h} M \langle v^{-2} \rangle \quad (4.24)$$

$$\langle v^{-2} \rangle \cong \langle \bar{p}^2 \rangle \frac{n(f) A}{\mathbf{w} \mathbf{h} M^2} \frac{c^2}{\mathbf{w}^2} \mathbf{S}_{rad} \quad (4.25)$$

4.4 Método da potência de entrada

O método da potência de entrada consiste na obtenção do fator de amortecimento η , através da comparação da energia vibratória da estrutura com a energia de entrada.

O fator de perda η é definido como sendo a razão entre a energia dissipada por radiano de oscilação e a máxima energia vibratória $M \langle v^2 \rangle$ do componente da estrutura.

$$\eta = \frac{E_{diss} / \text{ciclo}}{2\pi M \langle v^2 \rangle} = \frac{W_{diss}}{2\pi f \cdot M \langle v^2 \rangle} = \frac{W_{diss}}{\omega \cdot M \langle v^2 \rangle} \quad (4.26)$$

Assume-se que a energia transferida para o componente seja totalmente dissipada apenas pelo amortecimento estrutural, isto é $W_{in} = W_{diss}$. Deve-se, portanto, se valer de muita cautela com a suspensão do componente e com a fixação do shaker e dos acelerômetros para que a energia perdida através

destes seja minimizada. Precauções devem também ser adotadas na escolha dos pré-amplificadores, dos transdutores de força e de aceleração (cabeça de impedância), para evitar erros de fase entre os sinais.

De acordo com CLARKSON (1983), o fator de perda para um cilindro é:

Cilindro uniforme (<i>unstiffened</i>)	0,001
Cilindro reforçado (<i>stiffened</i>)	0,002

De acordo com HECKEL (1989, p.234), o amortecimento do alumínio é na ordem de 10^{-4} .

Com o método da potência de entrada pode-se realizar a medição de fatores de amortecimento maiores que 0,08 (ver Seção 4.5.1) e também se obter valores médios de amortecimento de acordo com o que a teoria de SEA necessita. A grande vantagem do método da potência de entrada está em permitir a determinação do fator de perda médio na faixa de frequência.

Em SEA a perda por radiação está ligada ao fator de acoplamento (p. ex. perdas para cavidade interna). Em estruturas muitas vezes esta hipótese pode não ser verdadeira. Na Fig. 4.11 temos o fator de perda por radiação, o qual acima de 1500 Hz tem valores abaixo de 0,002. Isto pode contribuir para erros em medições. Em estruturas tipo *honeycomb*, câmaras de vácuo são utilizadas.

Na Equação 3.23, considerando a eficiência de radiação igual a 1, tem-se

$h_{ij} = \frac{r_o c_o}{w r_s} * 1$, que fornece o seguinte valores para a perda por radiação:

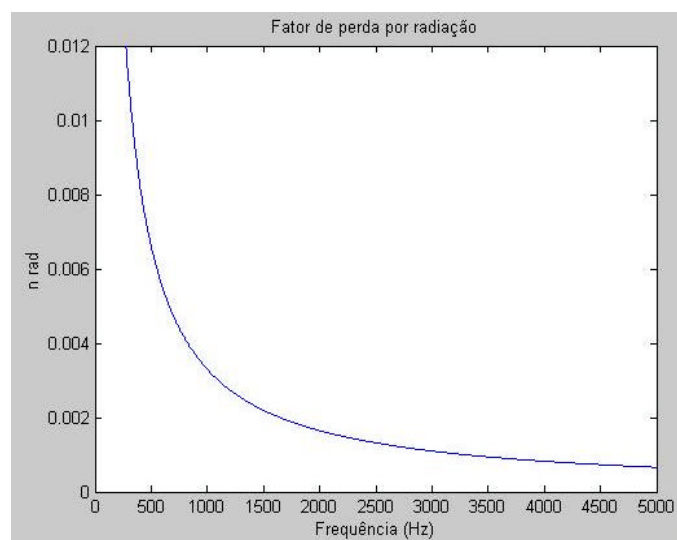


Figura 4.11 Fator de perda por radiação

Na montagem acima foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Gerador de Sinais (Tipo 1027 da B&K)
- Amplificador (Tipo 2706 da B&K)
- Mini Shaker (Tipo 4810 da B&K)
- Acelerômetro (Tipo 4375 da B&K)
- Analisador de frequência de quatro canais (Tektronix)
- Microfone (Tipo 4166 da B&K)
- Cabeça de Impedância (Tipo 8000 da B&K)

4.4.3 Resultados obtidos

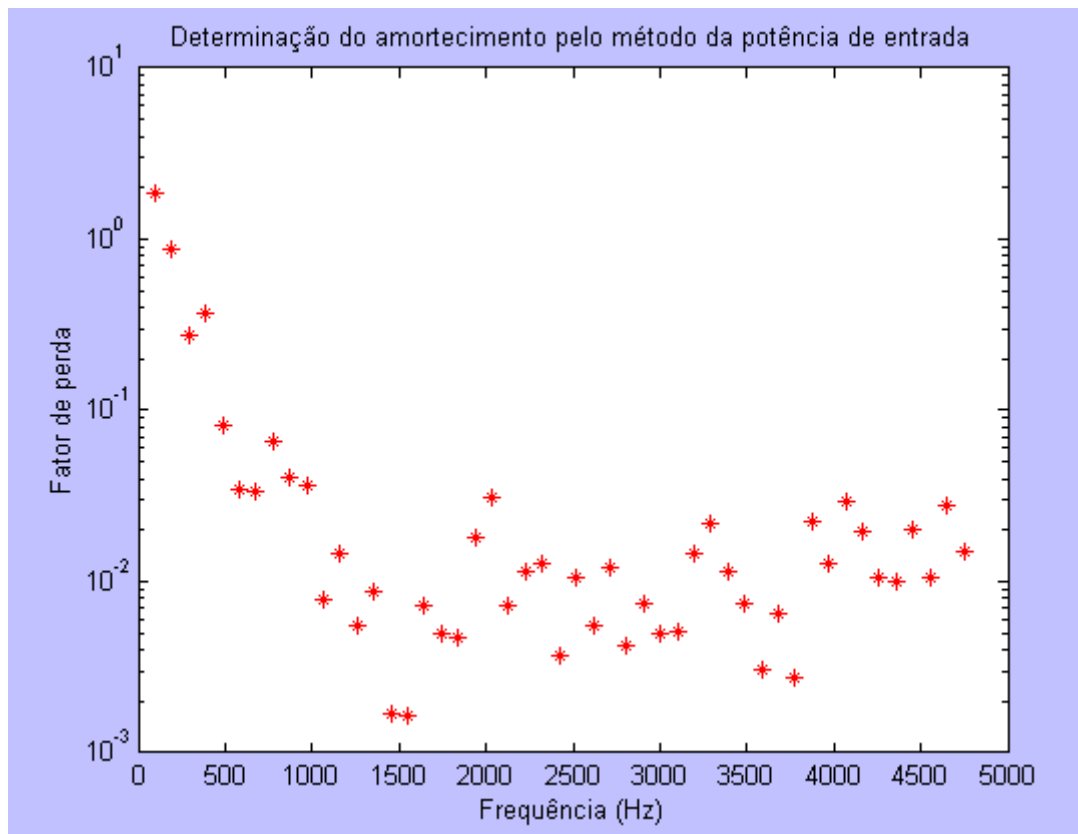


Figura 4.13 Dados de amortecimento em bandas de 100 Hz

4.5 Método do decaimento

O método do decaimento é bastante popular em aplicações gerais de ruído e vibrações por ser simples, rápido e não exigir muitos equipamentos. Consiste em cortar subitamente o suprimento de energia ao componente em ensaio e registrar o decaimento da energia vibratória. De acordo com LYON (1995, p.155) o fator de amortecimento é definido como:

$$h = \frac{DR}{27,3 * f} \quad (4.28)$$

Onde DR representa o decaimento em dB/segundo, como mostra a Fig. 4.14. Pode-se aplicar o método do decaimento à medição do amortecimento de um único modo ou à medição da média do amortecimento de um grupo de modos numa banda de frequência. A excitação inicial pode ser fornecida por uma fonte contínua que é subitamente desligada ou por um impulso de curta duração.

O valor de DR é mais facilmente determinado quando o sinal de resposta é plotado num gráfico como amplitude logarítmica vs. tempo linear.

Para salas, o fator de amortecimento é inversamente proporcional ao tempo de reverberação. Este é definido como o tempo necessário para a pressão decair a um milionésimo do seu valor inicial, i.e. 60 dB. Neste caso o amortecimento é dado por:

$$h = \frac{2,2}{T_{60} * f} \quad (4.29)$$

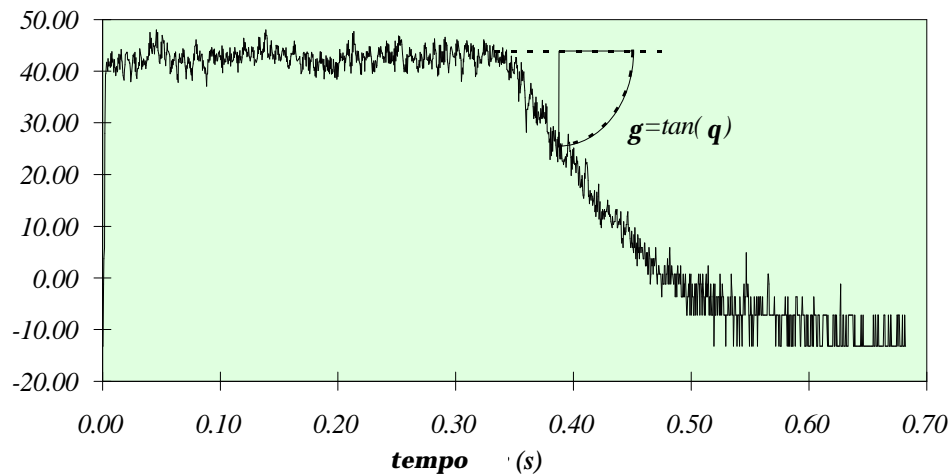


Figura 4.14 Exemplo de gráfico obtido durante medições de decaimento.

Freqüentemente, o suprimento de energia é efetuado com um impacto, utilizando-se um martelo, porém seu emprego apresenta algumas desvantagens:

- i. A faixa de frequência do espectro da força aplicada deve ser observada, pois o impacto produzido deve ter a menor duração possível para se atingir altas frequências.
- ii. Por hipótese, a energia transferida localmente espalhar-se-ia por todo o componente, mas isto não corresponde à realidade. Deve-se tomar muito cuidado com componentes contendo juntas, parafusos e rebites.

iii. Deve-se desprezar os primeiros 5 dB, pois a energia demora a se espalhar por todo o sistema.

Tais problemas podem ser minimizados utilizando-se uma excitação por shaker de forma contínua e controlada em amplitude e frequência. Certos cuidados devem ser tomados, pois tem-se massa e amortecimento adicionados devido à conexão do shaker à estrutura. Isto pode causar problemas se a estrutura for leve e pouco amortecida. A solução mais adequada seria utilizar um excitador de não-contato para evitar que durante o decaimento uma quantidade significativa de energia seja dissipada no mesmo.

Com o intuito de validar os tópicos acima mencionados e obter um valor de amortecimento próximo ao real, o amortecimento da estrutura foi medido a partir de três diferentes excitações:

- i. Excitação com shaker 4808
- ii. Excitação com mini shaker 4810
- iii. Excitação com martelo

Na Fig. 4.13 e 4.14 encontra-se a montagem experimental utilizada para a medição do amortecimento pelo Método do decaimento.



Figura 4.15 Montagem experimental para medição do decaimento utilizando martelo.

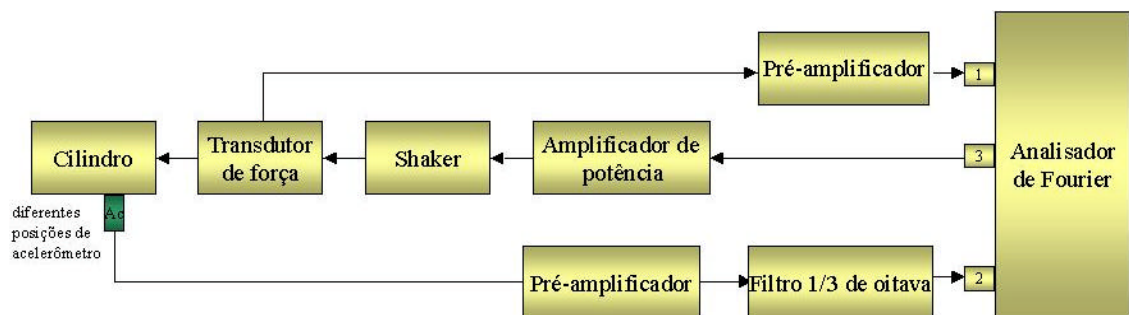


Figura 4.16 Montagem experimental para medição do decaimento utilizando um shaker

4.5.1 Procedimento:

Ruído branco foi gerado pelo Analisador de Fourier (saída 3), amplificado e então enviado ao shaker (Fig. 4.16). Após 3 segundos este é desligado e o decaimento do sinal de aceleração, medido através do acelerômetro, é filtrado e registrado.

O método do decaimento pode ser aplicado somente a estruturas com um fator de amortecimento máximo de 0,08. Uma estrutura possuindo fator de amortecimento igual a 0,16 dissipa praticamente toda sua energia em um único ciclo de vibração, não permitindo um decaimento nítido para a leitura da taxa de decaimento.

$$h = \frac{E_{diss/cycle}}{2pM \langle v^2 \rangle} = \frac{W_{diss}}{2pf.M \langle v^2 \rangle} = \frac{W_{diss}}{w.M \langle v^2 \rangle} \quad (4.30)$$

$$\frac{E_{diss/cycle}}{E_{máxima}} = 1, \quad 1/2\pi = 0,16 \quad (4.31)$$

4.5.2 Resultados Obtidos

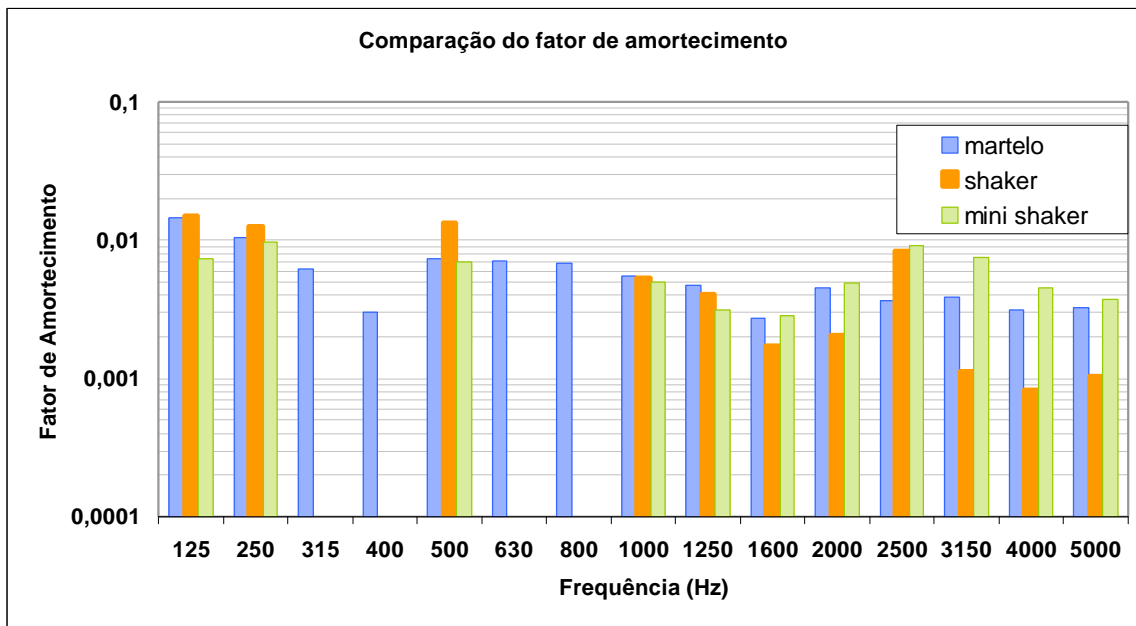


Figura 4.17 Valores do fator de amortecimento determinado pelo método do decaimento com 3 diferentes fontes de excitação

Os valores obtidos para o fator de perda utilizando-se as três excitações foram bem próximos. Nas bandas de 2000, 2500, 3150, 4000 e 5000 Hz foi observado um envelope exponencial, i.e., dois decaimentos, sendo o primeiro muito mais acentuado. Como as primeiras medições foram realizadas tendo o

shaker como fonte de excitação, acreditou-se então que o decaimento inicial de maior valor era devido ao amortecimento acrescentado pelas partes móveis do shaker, porém a mesma tendência foi observada nas medições com um shaker de menor massa e também com o martelo, como mostra a Fig. 4.17.

É interessante observar que nas altas frequências, isto é a partir de 1600 Hz, obtém-se valores menores quando a excitação é realizada com o shaker de maior massa. Nas frequências mais altas as bandas são mais largas, com um maior número de modos, sendo que, de acordo com RANKY (1983, p.321), estes modos têm amortecimentos diferentes, divididos em dois grupos principais, por isto dois decaimentos são observados. O shaker de maior massa e maior potência excita com mais energia as altas frequências. É feita uma média entre os dois decaimentos observados: o primeiro bem mais acentuado (modos mais amortecidos) e o segundo menos acentuado. Neste caso a influência dos modos menos amortecidos, excitados com maior energia, domina o decaimento de forma mais perceptível.

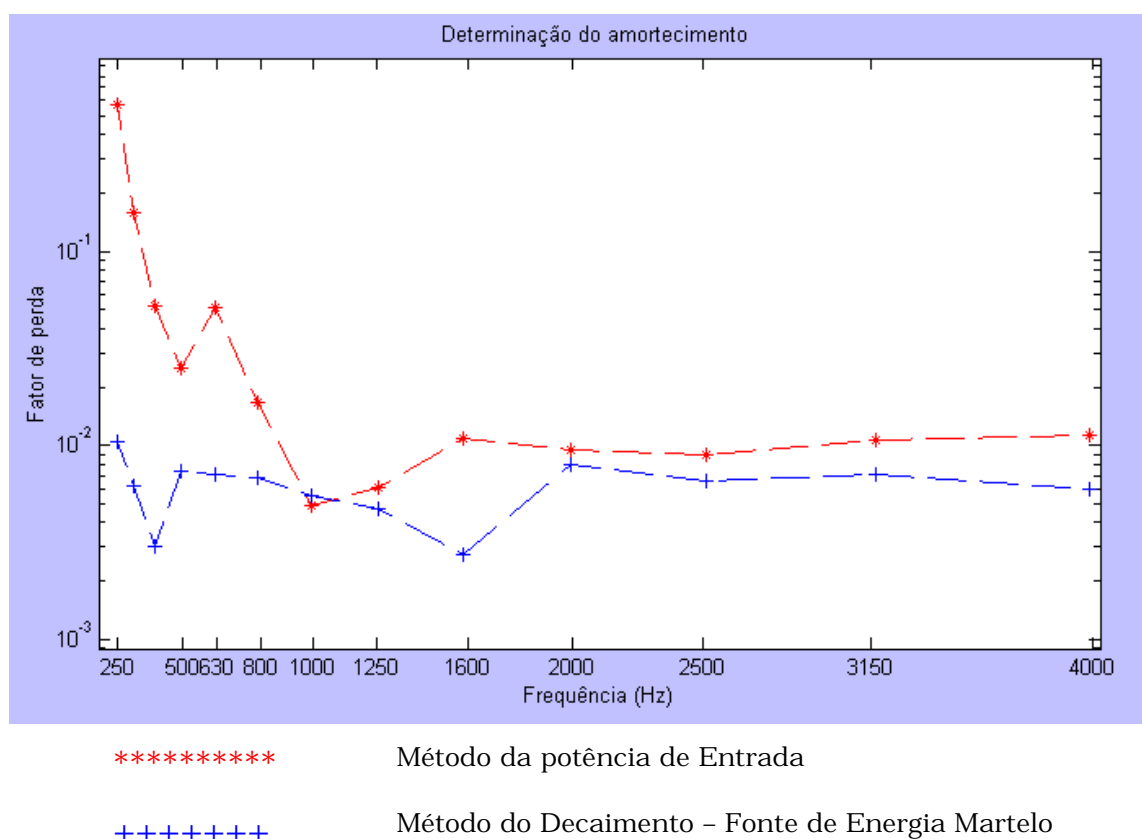


Figura 4.18 Comparação dos resultados de fator de amortecimento obtidos pelo método do decaimento e pelo método da potência de entrada.

4.6 Considerações finais sobre a determinação do amortecimento na casca cilíndrica

Pode-se notar que os resultados obtidos pelo método do decaimento são menores. Isto ocorre porque, quando, numa determinada banda, muitos modos estão presentes, o resultado é dominado pelo amortecimento do modo com o menor fator de perda. Este fato resulta da vibração do modo menos amortecido que continua a vibrar mesmo após a vibração dos outros modos ter decaído (RANKY, 1983, p.319). Sendo assim, ao invés de obter-se decaimentos lineares do envelope, são obtidas formas exponenciais, fazendo com que os resultados obtidos sejam subestimados, principalmente em estruturas pouco amortecidas.

Resultados obtidos pelo método da potência de entrada devem ser desconsiderados para frequências abaixo de 600 Hz, pois a coerência apresentava-se de todo insatisfatória.

4.7 Determinação do amortecimento na cavidade

Os amortecimentos da cavidade e da câmara reverberante são calculados através da Equação 3.15 e encontram-se na tabela abaixo.

Tabela 4.2 Amortecimentos da cavidade e da câmara reverberante.

Frequência	Câmara Reverberante	Cavidade Cilíndrica
250	5,33E-03	5,18E-03
315	5,78E-03	4,04E-03
400	1,96E-03	2,41E-03
500	1,75E-03	2,01E-03
630	1,40E-03	1,57E-03
800	5,99E-04	1,12E-03
1000	6,87E-04	9,29E-04
1250	5,67E-04	6,89E-04
1600	7,94E-04	6,05E-04
2000	5,30E-04	5,12E-04
2500	3,51E-04	4,15E-04
3150	2,84E-04	3,98E-04
4000	3,19E-04	3,43E-04
5000	2,87E-04	1,55E-04

4.8 Determinação do nível de energia

4.8.1 Energia acústica

A pressão sonora dentro da cavidade cilíndrica foi medida através da introdução de um microfone para campo difuso (Microfone - Type 4166 da B&K, Dinamarca) através de furos existentes em suas paredes. Estes microfones foram posicionados no interior da cavidade cilíndrica em 6 posições estatisticamente independentes, calculando-se, assim, a média espacial dos valores encontrados. Mesmo com o microfone exatamente no centro da cavidade cilíndrica, distando 0,475m da parede, deve-se desconsiderar as medições feitas abaixo de 360Hz (no mínimo), pois neste caso como a distância da parede é menor que meio comprimento de onda, ($\lambda/2 > 0,475$, $\lambda > 0,95\text{m}$) mede-se também a onda refletida, lendo-se um nível de pressão sonora maior que o real. Finalizado este procedimento, calculou-se a energia de cada subsistema através da seguinte equação:

$$E_i = \frac{V}{r_0 c_0^2} \langle p_i^2 \rangle_{sp} \quad (4.32)$$

Tabela 4.3 Valores de energia, cavidade e câmara reverberante.

Frequência	Câmara Reverberante	Cavidade Cilíndrica
250	3,28E-06	6,33E-10
315	4,87E-06	3,37E-10
400	7,35E-06	2,51E-10
500	4,73E-06	1,09E-10
630	3,18E-06	9,93E-11
800	3,35E-06	2,52E-10
1000	3,43E-06	9,77E-11
1250	4,29E-06	2,38E-10
1600	5,22E-06	8,09E-10
2000	5,14E-06	1,57E-10
2500	8,33E-06	6,68E-11
3150	1,39E-05	7,30E-11
4000	1,06E-05	7,62E-11
5000	7,16E-06	3,18E-11

4.8.2 Energia vibratória

Experimentalmente pode-se determinar a energia vibratória, igualando-se esta à energia cinética:

$$E_i = m_i \langle V_i^2 \rangle_{sp} \quad (4.33)$$

$$\langle V_i^2 \rangle_{sp} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N V_i^2 \quad (4.34)$$

Onde N é igual ao número de pontos de medição.

4.9 Fator de acoplamento estrutura cavidade

Conforme mencionado anteriormente, um componente de estrutura ao vibrar perde energia de várias formas: convertendo em calor através do amortecimento estrutural, transferindo a outros componentes e irradiando energia sonora para o ambiente que o envolve, proporcionalmente à eficiência de radiação, σ_{rad} .

O fator de acoplamento é expresso em função da σ_{rad} , definida como:

$$s_{rad} = \frac{W_{rad}}{r_o CA \langle V^2 \rangle} \quad (4.35)$$

σ_{rad} é um parâmetro utilizado nas modelagens por SEA de estruturas que trocam energia com campos acústicos ou que são excitadas acusticamente. A potência radiada pode também ser expressa em função da resistência de radiação R_{rad}

$$W_{rad} = R_{rad} \langle V^2 \rangle \quad (4.36)$$

$$R_{rad} = \rho_o CA \sigma_{rad} \quad (4.37)$$

R_{rad} , é um fator de amortecimento acústico, representando a resistência mecânica que a estrutura deve apresentar para gerar uma onda sonora numa determinada frequência f .

A resistência de radiação é função do acoplamento entre os modos da estrutura e os meios adjacentes, por isso as características modais do meio devem ser consideradas. De acordo com SZECHENYI apud FAHY (1971a p.66), temos o seguinte:

- i. Para radiação do cilindro a um espaço infinito (externo) não existe um “acoplamento seletivo” dos modos, pois o espaço infinito não tem modos discretos. Neste caso existe uma solução estatística simples.

- ii. Para o caso de radiação da casca para o interior do cilindro, aquela irá ocorrer apenas quando modos da cavidade acoplarem-se com modos estruturais.
- iii. Considerando bandas suficientemente largas (tais como um terço de oitava), os modos acoplados e os modos não acoplados equilibram-se de maneira que $R_{\text{rad(int)}} \equiv R_{\text{rad(ext)}}$, para cada banda considerada. Porém, existe uma exceção a esta igualdade e ocorre porque todos os modos irradiam para o exterior, mas o mesmo não ocorre com a radiação para o interior do cilindro. Assim, com densidades modais baixas, existem situações onde as chances de acoplamento entre modos acústicos e estruturais são baixas. A frequência a partir da qual ocorre uma boa radiação é chamada de “frequência do limite inferior”. Ainda de acordo com FAHY apud SZECHENYI (1971a, p.78), pode-se determinar a mesma de acordo com:

$$w = \frac{\frac{c}{2Rh(w)} \frac{\omega^2}{F}}{\frac{c}{2Rh(w)} \frac{\omega^2}{F}} \quad (\text{radiação para o interior}) \quad (4.38)$$

$$w = \frac{1}{sh(w) \frac{\omega^2}{F}} \quad (\text{radiação para o exterior}) \quad (4.39)$$

4.10 Eficiência de radiação de cilindros

SZECHENYI (1971b) conduziu uma análise para a determinação da eficiência de irradiação de cilindros.

σ_{rad} depende fundamentalmente de dois parâmetros, f_c e f_r .

$$f_c = \frac{C^2}{1,8 * h * C_l} \quad (4.40)$$

$$f_r = \frac{C_l}{2p.a} \quad (4.41)$$

Para o cilindro em questão, $f_c=5890$ Hz e $f_r = 1670$ Hz. Então $f_r / f_c = 0,26$.

Modelos para a eficiência de radiação de cilindros estão disponíveis em SZECHENYI (1971a). A eficiência de radiação de estruturas de materiais não isotrópicos ou construções mais complexas, por exemplo painéis reforçados (*ribbed plates*), painéis corrugados e placas sanduíche podem ser estimados por POPE e WILBY (1980, p.65).

4.10.1 Definição da frequência de anel

Fisicamente, a frequência de anel é expressa como a frequência na qual o comprimento da onda longitudinal no material do cilindro (alumínio) é igual ao perímetro da circunferência.

$$C_f = l \cdot f, C_f = 5150 \frac{m}{s}, l = per = 2,98m \therefore f_r = 1670 \text{ Hz.}$$

Note que a radiação sonora é o resultado da vibração transversal da estrutura, sendo assim a onda longitudinal não é considerada. As ondas de flexão apresentam os maiores deslocamentos e as maiores densidades modais.

A frequência de anel coincide com a frequência do modo $n = 0$, chamado modo circunferencial ou modo de respiração.

$$f_b = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{K}{R^2 r_s h}} \quad (4.42)$$

$$f_r = \frac{1}{2pR_r} \sqrt{\frac{E}{r_m}} \quad (4.43)$$

$$K = \frac{Eh}{1-u^2} \quad (4.44)$$

$$f_b = f_r \sqrt{\frac{1}{1-u^2}} \quad (4.45)$$

Para a maioria dos materiais, como o alumínio e o aço, o quadrado do coeficiente de Poisson é muito pequeno, então $f_b = f_r$.

$$f_r = \frac{1}{2pa} \sqrt{\frac{E}{r(1-u^2)}} \quad (4.46)$$

Um fenômeno importante para cilindros de paredes finas é que as frequências naturais dos modos de respiração estão concentradas numa banda estreita de frequência. Como a densidade modal está diretamente relacionada com o acoplamento entre o campo acústico e a estrutura, uma densidade modal alta significa que há uma concentração maior de energia naquela banda de frequência (ver Seção 4.1.6). Desta maneira pode-se dizer que a eficiência de radiação na região da frequência de anel é alta e a perda de transmissão baixa.

4.10.2 Classificação dos modos

Quando se estuda a resposta vibro-acústica de uma estrutura numa determinada faixa de frequência, os modos da estrutura cujas frequências de ressonância estão situadas na faixa de excitação são chamados modos

ressonantes. Estes devem ser distinguidos daqueles cuja frequência de ressonância está fora da faixa de excitação – modos não ressonantes. Supõe-se que os modos não ressonantes são a causa da transmissão do som segundo a lei das massas (CROCKER e PRICE, 1969, p. 469-486).

O estudo do fenômeno da coincidência faz separar os modos que tenham um comprimento de onda de flexão superior ao comprimento da onda acústica (e que conseqüentemente são bem acoplados com o campo acústico) dos modos que possuem um comprimento de onda de flexão inferior ao comprimento da onda acústica (mal acoplados com o campo acústico).

Do ponto de vista do acoplamento com o meio acústico, as placas e as cascas comportam-se de maneira similar. Abaixo da frequência de coincidência para as placas, os modos são lentos (lei das massas). Já para cascas cilíndricas estes modos podem ser lentos ou rápidos.

Em frequências acima da frequência de coincidência, a casca cilíndrica age como uma placa plana de mesma espessura e mesma dimensão, irradiando eficientemente para o ambiente externo (ver Fig. 4.19 e 4.20). Entre a frequências de anel e a frequência crítica, a eficiência de radiação do cilindro é baixa, pois os modos ressonantes desta região são considerados acusticamente lentos. Nas frequências abaixo da frequência de anel a eficiência de radiação aumenta progressivamente com a frequência, obedecendo à lei das massas.

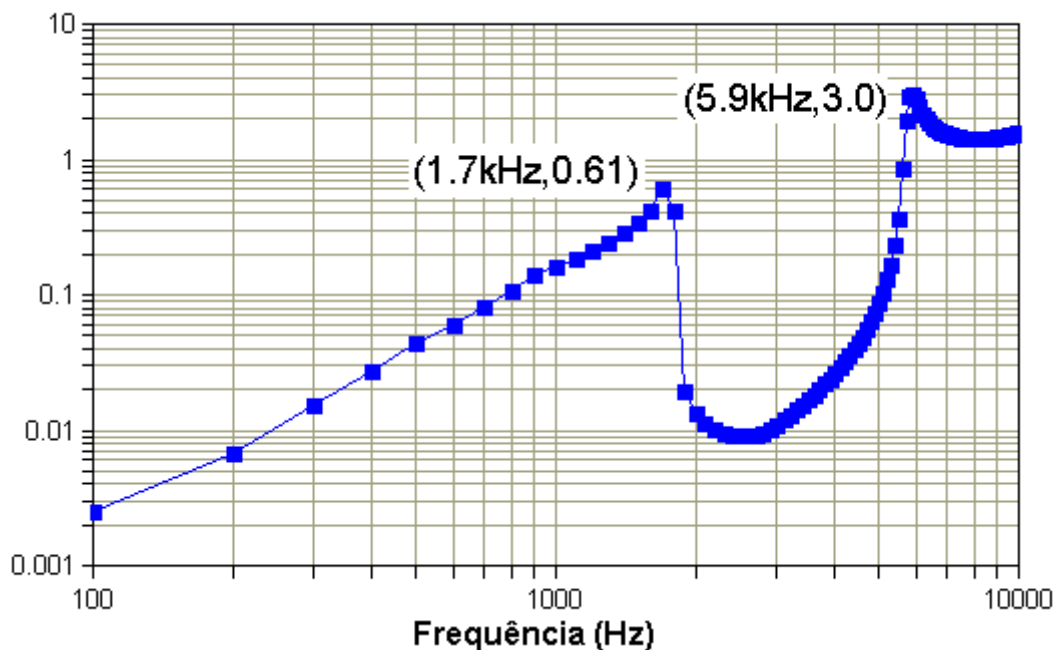


Figura 4.19 Eficiência de radiação de casca cilíndrica.

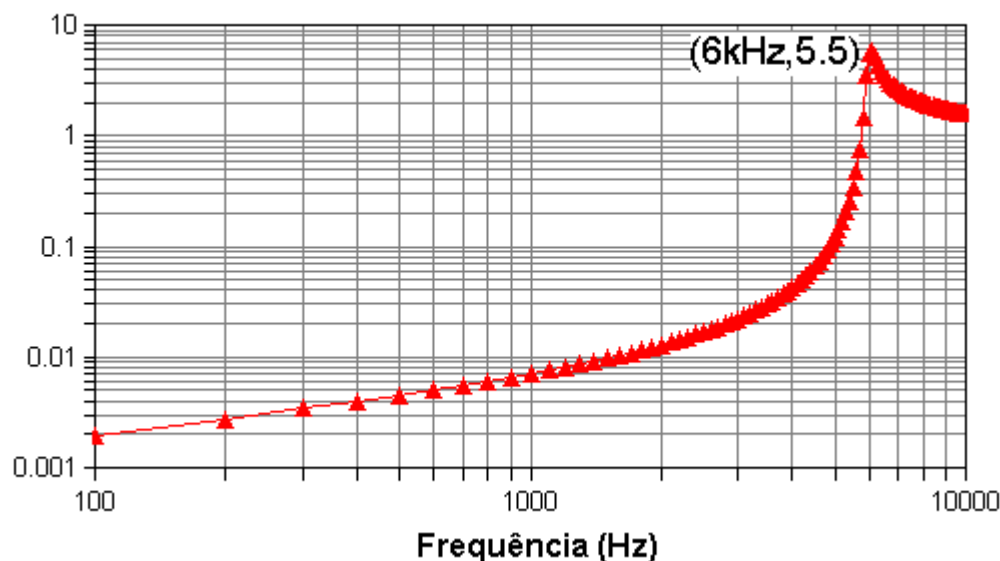


Figura 4.20 Eficiência de radiação de placa plana de mesmas dimensões.

Sendo $f_c/f_r \gg 1$ o cilindro tende a comportar-se como placa plana, pois nestas regiões os efeitos da curvatura sobre a velocidade de propagação das ondas de flexão são desprezíveis. Por isto abaixo de f_r σ_{rad} aumenta com a frequência, decrescendo entre f_r e f_c , e crescendo novamente ao aproximar-se de f_c e comportar-se como placa plana (LENZI, 1994, pg. 57).

Pela definição da eficiência de radiação, conclui-se que a sua determinação experimental requer medições de velocidade média espacial e potência sonora irradiada.

A estrutura a ser ensaiada, suspensa em uma câmara reverberante através de fios bem finos, é excitada com uma força tipo ruído branco por um shaker, como mostrado na Fig. 4.21.

Utiliza-se um microfone na câmara reverberante, um microfone dentro da cavidade e um acelerômetro em 10 posições na estrutura. Em superfícies maiores, 20 a 30 pontos, podem ser utilizados. Para melhorar a razão sinal/ruído, preferencialmente medem-se os sinais de aceleração. Em seguida, para cada banda de frequência, converte-se o valor médio obtido em velocidade.

A resposta média temporal e espacial é obtida através da medição da velocidade V_{rms} em vários pontos distribuídos ao longo da superfície.

O acelerômetro deve possuir menor massa possível para evitar os erros causados pela adição desta, o que é significativo em regiões de altas frequências e para estruturas leves (baixo valor kg/m^2).

Dois métodos são utilizados para a determinação da potência sonora irradiada, o método da comparação e o método direto, explanados a seguir.

4.11 Determinação da potência sonora irradiada

4.11.1 Método da comparação

A potência sonora é medida pelo método da comparação através do uso de uma fonte de referência W_{REF} . Esta produz uma distribuição de pressão sonora na câmara representado por NPS_{REF} . Este método, para campo difuso, nos fornece medidas absolutas e utiliza uma fonte sonora de frequência com potência conhecida (BERANEK, 1992, p.91). A amostra ensaiada substitui então a fonte de referência. O procedimento é repetido para as mesmas posições de microfone. O nível de pressão sonora causado pela irradiação é dado por:

$$NWS_{amostra} = NWS_{REF} + NPS_{amostra} - NPS_{REF} \quad (4.47)$$

Sendo:

$$NPS = 10 \log \frac{\langle \bar{P}^2 \rangle}{P_R^2} \quad (4.48)$$

$$NWS = 10 \log \frac{\langle W_{RAD} \rangle}{W_R} \quad (4.49)$$

A determinação pelo método da comparação apresenta resultados bastante precisos (erros de ordem de fração de dB).

A suspensão da estrutura no interior da câmara deve ser afastada pelo menos $\lambda/2$ das paredes e do piso evitando-se assim erros na avaliação da potência real irradiada.

A pressão sonora deve ser medida em pelo menos 6 posições estatisticamente independentes. Normalmente estas posições são escolhidas como seis pontos ao longo de uma trajetória circular. A circunferência descrita pelo microfone não deve ser paralela a nenhuma das paredes, teto e piso da câmara. Deve-se também afastar o microfone de uma distância equivalente a $\lambda/2$ (metade do comprimento de onda da menor frequência de interesse) à estrutura evitando-se assim erros pelas medições no campo direto.

Também se deve cuidar para que o nível de ruído de fundo em todas as faixas de frequência esteja, no mínimo, 10dB abaixo do nível de ruído proporcionado pela vibração do componente ensaiado.

4.11.2 Método direto

O método direto, ao invés de utilizar uma fonte de referência, requer as propriedades de absorção de uma sala, as quais são determinadas pelos tempos de reverberação da mesma para cada banda de frequência. Este procedimento consome um tempo maior e apresenta também erros maiores que o método da comparação.

Em um campo difuso, a energia no estado estacionário no interior de um ambiente, é igual à diferença entre a energia sonora transmitida pela fonte e àquela absorvida pela sala.

Pode-se mostrar que o nível de potência sonora emitida pela fonte é:

$$W_w = W_p - 10 \log \frac{T}{T_0} + 10 \log \frac{V}{V_0} + 10 \log \frac{(1 + SI)}{8 * V} + 10 \log \frac{B}{1000} - 14 \text{ (dB)} \quad (4.50)$$

Assim sendo, para efetuar o cálculo da potência irradiada, foram utilizadas medidas de tempo de reverberação na câmara valendo-se de medidor de pressão sonora Larson Davies. A casca cilíndrica foi excitada por um mini shaker como mostra a Fig. 4.21. Para que se tenha certeza de que o campo reverberante ocorra durante a medição de níveis de pressão sonora, a distância mínima entre o microfone e o equipamento deve ser:

$$d_{min} = 0,16 \sqrt[3]{\frac{V}{T_{60}}} \quad (4.51)$$

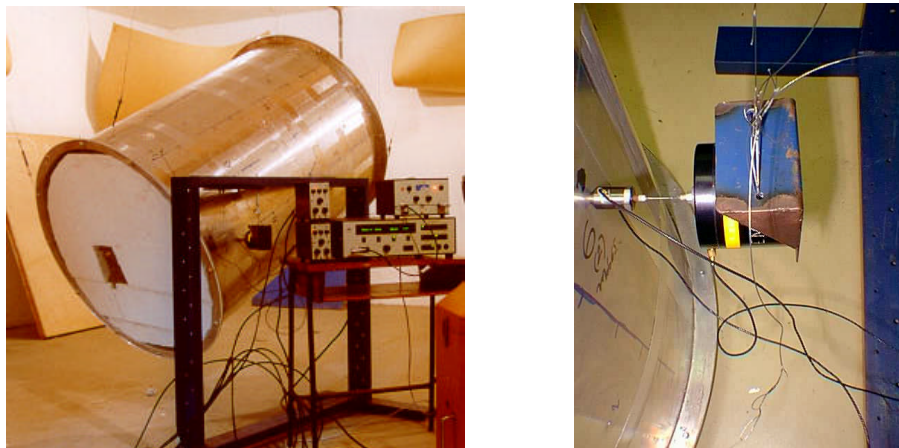


Figura 4.21 Montagem do *shaker* no cilindro em Câmara reverberante para medição da eficiência de radiação

Na montagem acima foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Gerador de sinal B&K 1027
- Filtro B&K 1613
- Amplificador de Potência B&K 2706, Shaker B&K 4810

- Acelerômetro B&K 4375, Pré-amplificador B&K 2626
- Medidor de pressão sonora Larson Davis

Para a medição da eficiência de radiação, além dos dois métodos experimentais descritos nas seções anteriores, foi utilizada uma relação entre as energias acústica e estrutural dada por LI (2001, p.2569):

$$S_{rad} = 10 * \log \left(\frac{E_{ac}}{E_{st}} \right) \quad (4.52)$$

Somam-se a estas, ainda, o cálculo da potência irradiada por Elementos de Contorno - Sysnoise (ver Capítulo 6) e resultados do software AutoSEA.

4.11.3 Resultados obtidos

Os resultados obtidos para a eficiência de radiação encontram-se na 604.22.

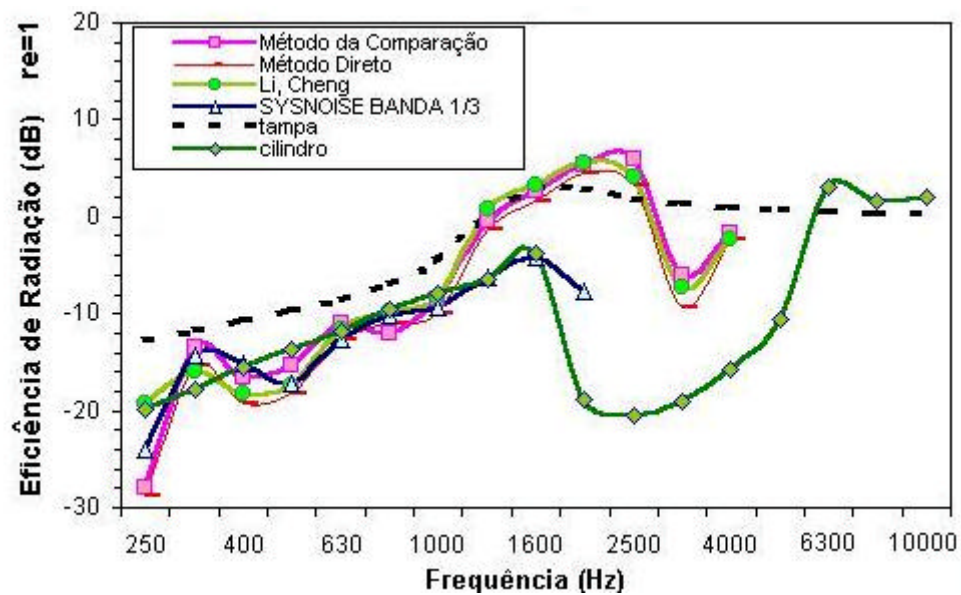


Figura 4.22 Eficiência de radiação 250-10kHz

4.11.4 Conclusão

Observa-se uma excelente concordância dos resultados até 1000 Hz. Acima de 1600 Hz a eficiência de radiação medida aumenta, contrariamente aos resultados de SEA e de BEM. Isto ocorre porque foi medida a eficiência de radiação de toda a estrutura, não só da casca cilíndrica. Assim o aumento na irradiação medida se deve à eficiência de radiação das tampas de acrílico que continuam com valor elevado mesmo quando cai a eficiência de radiação do cilindro.

Capítulo 5

Modelagem em SEA

Neste capítulo serão apresentados os modelos utilizados na simulação realizada pelo método SEA. Para este modelo foi utilizada como excitação uma fonte sonora onidirecional. Os parâmetros medidos no Capítulo 4, como o fator de perda por amortecimento e a eficiência de irradiação, são alimentados ao modelo e os resultados são apresentados ao final do capítulo.

Através da comparação de valores de perda de transmissão e valores de nível de vibração da casca cilíndrica realiza-se a validação do modelo. Apontam-se, também, as vantagens da modelagem híbrida, utilizando, na construção do modelo, dados analíticos e experimentais em conjunto.

5.1 Modelos

Em estudo de engenharia, a palavra modelo possui dois significados; o primeiro associado aos resultados físicos, construído em escala e o segundo, relacionado aos modelos matemáticos.

Por modelo físico entende-se um arranjo similar a situação real, construído de acordo com escalas apropriadas, tal que o modelo funcione numa forma relacionada ao objeto real em estudo.

Por modelo matemático entende-se o processo de descrever o sistema através do estabelecimento de equações matemáticas correspondentes aos princípios e leis físicas ou ainda relações empíricas, e todas as hipóteses apropriadas ao que se pretende analisar. Com os avanços no estudo do comportamento de sistemas reais, somados às sofisticadas técnicas de medição em laboratórios e aos recursos computacionais existentes hoje, torna-se

possível o desenvolvimento de modelos matemáticos cada vez mais próximos dos problemas reais.

5.2 Passos de uma modelagem

- i. Descrever o modelo físico do sistema que contenha aspectos relevantes ao estudo, juntamente com as hipóteses simplificativas estabelecidas;
- ii. Obter equações constitutivas que descrevam matematicamente o comportamento das grandezas do sistema;
- iii. Resolver as equações, analítica ou numericamente, a fim de obter o comportamento estimado do sistema;
- iv. Verificar os resultados do sistema por comparação do sistema real;
- v. Quando necessário, modificar o modelo físico ou utilizá-lo para análise e projeto.

5.3 Uso do modelo de SEA

A melhor ferramenta para analisar problemas de acústica em cavidades depende da faixa de frequência de interesse. Em geral, análise por elementos finitos é ideal para as faixas onde a frequência de interesse permite um tamanho razoável dos elementos já que, em elementos finitos, deve-se ter pelo menos seis elementos por comprimento de onda. Por exemplo, a 10 kHz uma onda teria no ar um comprimento de 34 mm e o tamanho dos elementos seria extremamente pequeno, por volta de 6 mm.

Na prática, o método de elementos finitos é utilizado com muito sucesso para frequências de até 500 Hz no ar. Este método é utilizado para frequências maiores com muito cuidado.

Em SEA estuda-se o comportamento estatístico de sistemas vibro-acústicos contrariando a abordagem apresentada pelos métodos determinísticos, onde uma representação exata das características físicas é desenvolvida a partir de uma construção única, com condições de contorno bem definidas, além de um conjunto específico de propriedades materiais e parâmetros do sistema.

SEA é uma metodologia complementar para os métodos determinísticos FEM e BEM ajudando a estender a análise para a região de altas frequências.

Os modelos de SEA são utilizados para prever níveis de resposta médios (estimativa da pressão sonora e estimativa de níveis de vibração), analisar a contribuição de trajetórias de transmissão de ruído e estudar o efeito de mudanças no projeto inicial, a partir dos níveis de resposta médios.

Em faixas de frequências onde o ouvido humano é mais sensível (1000 a 3500 Hz) podem-se realizar previsões do nível de pressão sonora interno da aeronave ou veículo em estágios iniciais do projeto (quando não há muitas informações disponíveis), prevendo se os mesmos estão dentro de limites aceitáveis pelas normas.

5.4 Definição do modelo de SEA

Principais fases da modelagem por SEA:

1. Definição do modelo - subsistemas e conexões.
2. Geração da geometria de SEA: Importa-se malha de elementos finitos para o programa de SEA e a nova geometria é construída a partir dos nós. Um sistema qualquer é descrito por subsistemas como barras, placas, cascas (com um ou dois ângulos de curvatura), cavidades acústicas, etc. como mostra a Fig. 5.1.

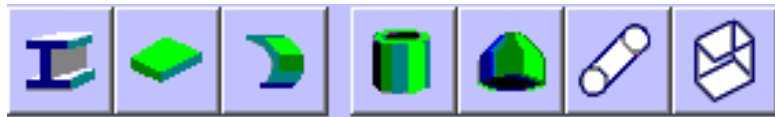


Figura 5.1 Exemplos de subsistemas.

A seguir tem-se na Fig. 5.2 exemplos de modelos de veículo definidos por FEM e SEA, onde se pode notar o tipo e o tamanho dos subsistemas.

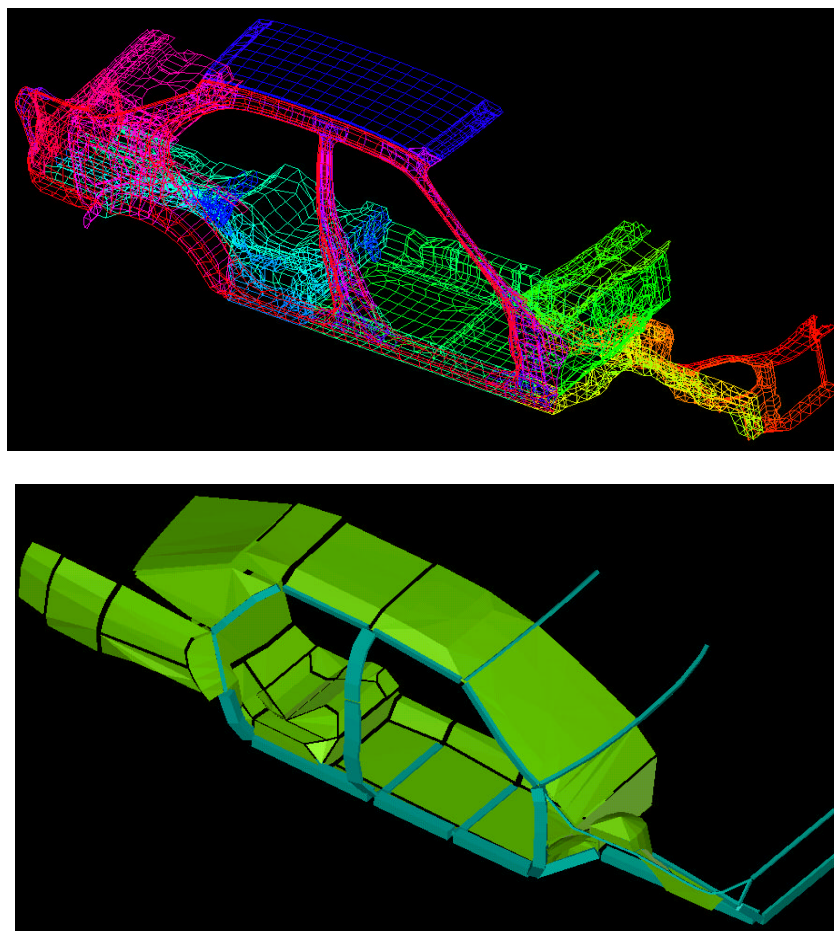


Figura 5.2 Modelo de um veículo em FEM e SEA (Cortesia Vasci®).

As Fig. 5.3 e 5.4 mostram um segmento da fuselagem e cavidade interna sendo gerada a partir de um modelo em elementos finitos. Este procedimento pode ser visto em detalhes na *Application Note* número 22, do software AutoSEA.

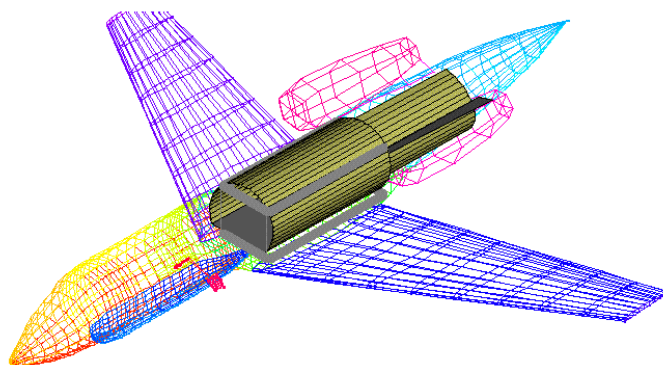


Figura 5.3 Modelo de aeronave em elementos finitos.

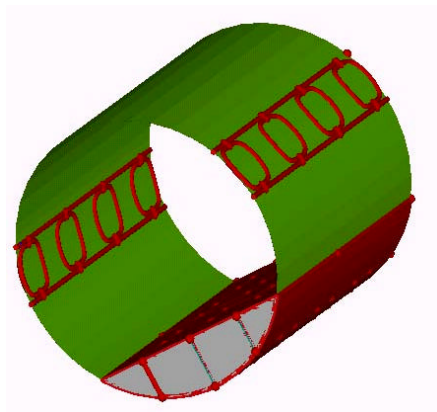


Figura 5.4 Transformação da geometria definida por elementos finitos em modelo SEA.

3. Atribui materiais e propriedades (importa propriedades de softwares de FEM e.g. NASTRAN).
4. Aplica cargas (força pontual, momento potência, propagating wavefield, campo sonoro reverberante, camada limite turbulenta, etc.). Estes tipos de excitação estão definidos na Fig. 5.5. Assim, a cada subsistema definido é aplicada uma excitação.



Figura 5.5 Exemplos de excitações aplicadas.

Na Fig. 5.6 observa-se um modelo de aeronave e suas excitações: camada limite turbulenta, vibração e ruído das turbinas.

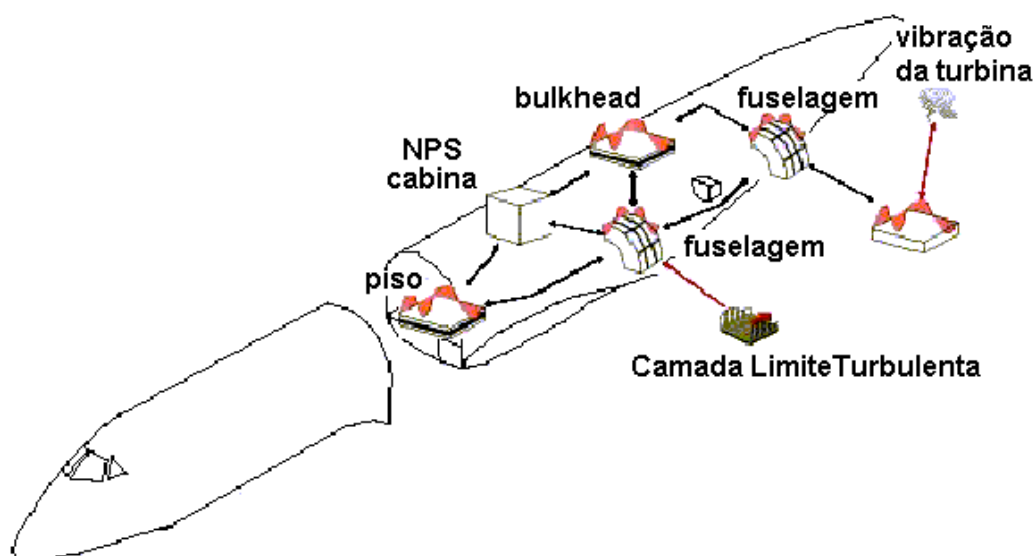


Figura 5.6 Exemplo de modelo de aeronave e suas excitações na camada limite turbulenta, vibração das turbinas, ruído do jato.

5. Resolve sistema de equações (Equação 3.46) para energia modal dos n subsistemas

6. Visualiza resultados.

No exemplo da Fig. 5.7, a curva contínua representa os resultados experimentais. Os resultados fornecidos por um modelo de SEA seriam o nível de pressão sonora médio por banda de frequência para cada região da aeronave (definida previamente como um subsistema).

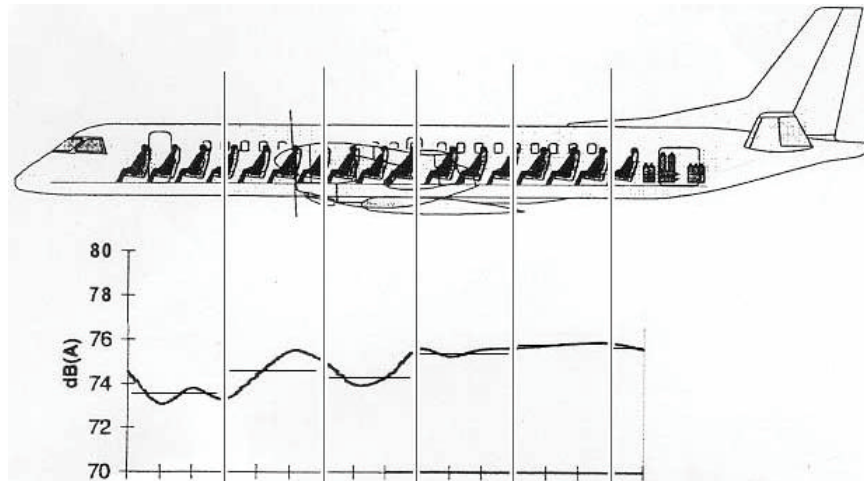


Figura 5.7 Exemplo de resultados esperados: níveis médios de pressão sonora por banda de frequência para cada região da aeronave (Cortesia Boeing).

5.5 Aplicações de SEA experimental

Um aspecto importante de SEA experimental é sua interação com os métodos analíticos de SEA utilizados. CIMERMAN (1997, p.1-6) demonstra que ambos os métodos são complementares e, sendo assim, parâmetros analíticos e experimentais tanto podem ser comparados como utilizados em conjunto num modelo híbrido de SEA.

Modelagem híbrida pode ser definida como a integração de dados obtidos por testes e dados analíticos. Introduzir dados medidos de amortecimento e de potência e entrada em um modelo analítico aumenta significativamente a acuidade das medições. Esta prática é muito comum hoje em dia. A tendência agora é uma definição mais restrita de modelagem híbrida: misturar fatores de acoplamentos obtidos em testes.

De acordo com CIMERMAN (1997, p.2) em SEA experimental a matriz dos fatores de perda é toda medida. Mesmo não sendo estritamente necessário o fator de acoplamento pode ser medido nas duas direções, assim pode-se utilizar a Equação 3.45. Note que mesmo que a densidade modal não esteja

diretamente envolvida no cálculo das energias dos subsistemas, é importante conhecê-la para avaliar a aplicabilidade de método (mais de 6 modos por banda).

5.6 Modelo utilizado

Neste experimento o modelo concebido consiste de cinco subsistemas:

1. Ar externo à casca cilíndrica, representado pelo ar contido na câmara reverberante (CR).

2. Casca cilíndrica

3. Cavity interna

4. Tampa de acrílico 1

5. Tampa de acrílico 2

O cilindro é excitado em CR utilizando-se uma fonte sonora onidirecional.



Figura 5.8 Cilindro e fonte na CR.

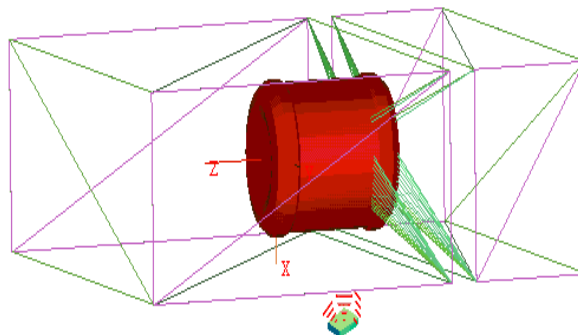


Figura 5.9 Modelo com os 3 subsistemas.

A solução do sistema de equações (obtido do balanço de energia Seção 3.7) para cada banda de frequência, fornece a energia interna de cada subsistema. Os parâmetros de SEA, foram determinados a partir das equações listadas na Tabela 5.1:

Tabela 5.1 Listagem das equações necessárias à determinação dos parâmetros de SEA

	Subsistema 1 Cavidade interna	Subsistema 2 Casca Cilíndrica	Subsistema 3 Câmara reverberante	Subsistemas 4 e 5 Tampas de acrílico
Densidade modal	n_1 calculado Equação 3.5 Tabela 4.1	Medido, calculado. Seção 4.1.6	n_1 , calculado, Equação 3.5	n_1 , calculado, Equação 4.8 Figura 4.8
Fator de perda por amortecimento	Medido T_R , Equação 3.15	Medido Seção 4.2 Seção 4.4 Seção 4.5 Seção 4.5.2 Fig. 4.18	Medido T_R , Equação 3.15	Cortesia Embraer
Fator de Acoplamento	η_{12} ,	$\eta_{21} \propto \eta_{12}$ reciprocidade Equação 3.22 $R_{rad,int}=R_{rad,ext}$, (Seção 4.9) então $\eta_{21}=\eta_{23}$, $\eta_{23} \propto \sigma_{Rad}$ Equação 3.23	η_{32} , η_{31} calculado por η_{23} Equação 3.22	$h_{52}, h_{25}, h_{42}, h_{24}$, Calculado por CREMMER, via AutoSEA $h_{51}, h_{15}, h_{14}, h_{41}$
Energia	Equação 4.32	Equação 4.33	Equação 4.32	Equação 4.33

5.7.1 Resultados obtidos

Resultados de nível de pressão sonora e níveis de vibração da casca cilíndrica são calculados por SEA e comparados a valores medidos.

Os níveis de pressão sonora e a velocidade da casca cilíndrica obtidos por SEA (Fig. 5.11 e 5.12) apresentam a mesma tendência dos resultados

experimentais.

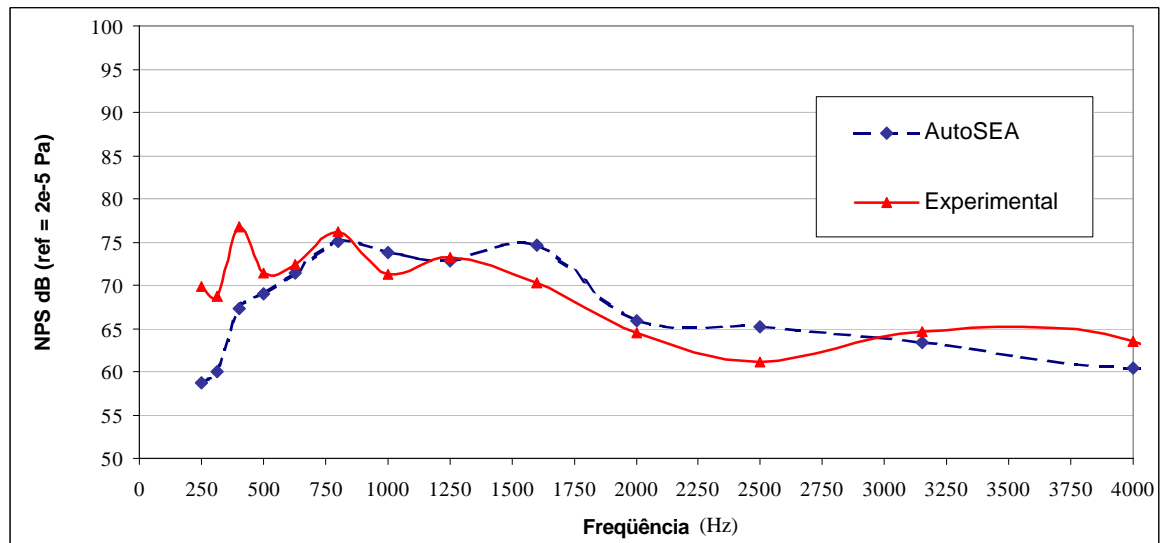


Figura 5.11 Comparação entre NPS medidos e obtidos por SEA.

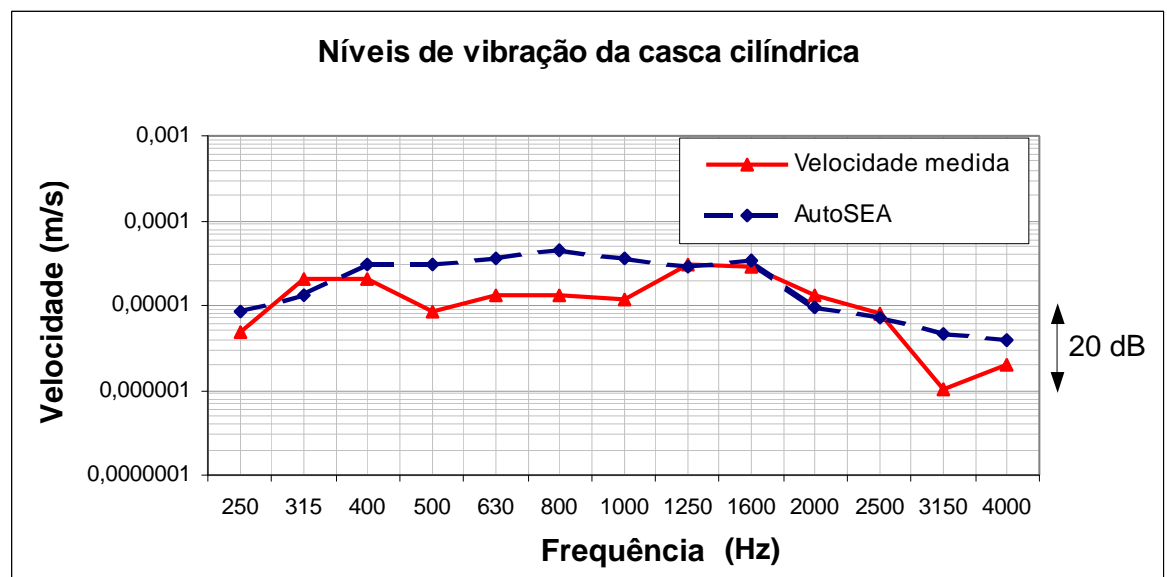


Figura 5.12 Comparação de níveis de vibração da casca medidos e obtidos por SEA.

5.8 Validação do modelo

Para a validação do modelo dois aspectos foram considerados: a perda de transmissão através da casca e o nível de energia vibratória da mesma.

5.8.1 Perda de transmissão

BREMNER apud CROCKER e PRICE (1994, p.1571) calcula a perda de transmissão segundo a seguinte equação:

$$NR = 10 \log_{10} \frac{\rho E_1 \ddot{u}}{E_3 \ddot{u}} - 10 \log_{10} \frac{\rho V_1 \ddot{u}}{V_3 \ddot{u}} \quad (5.1)$$

$$PT = NR + 10 \log_{10} \frac{\rho p A c}{12 \omega h_3 V_3} \quad (5.2)$$

Na Fig. 5.13 observa-se a representação em SEA, com três subsistemas, do acoplamento entre duas cavidades acústicas através de uma placa/casca. Convenciona-se cavidade 1 aquela que está sendo excitada.

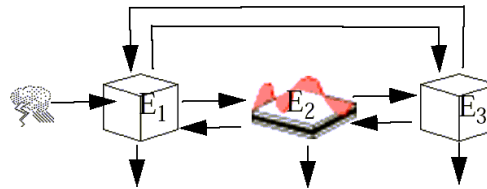


Figura 5.13 Acoplamento entre duas cavidades acústicas através de uma placa.

5.8.2 Resultados obtidos

A partir dos valores calculados de E_1 e E_3 , respectivamente energia da câmara reverberante e energia da cavidade, obtêm-se das Equações 5.1 e 5.2 os valores para a perda de transmissão medida. Fig. 5.14 mostra a comparação entre estes valores e aqueles obtido por simulação.

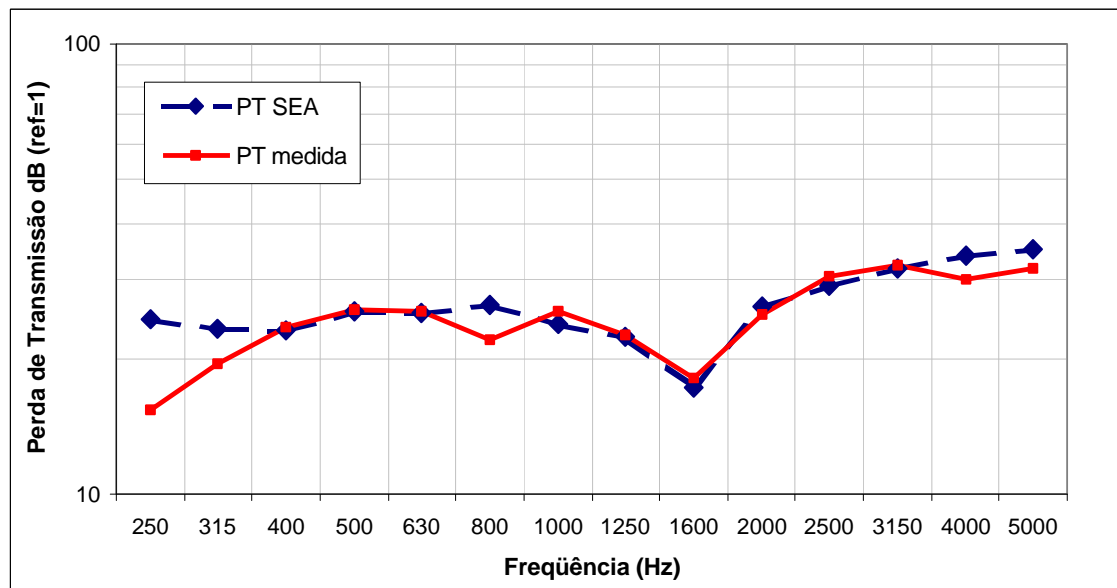


Figura 5.14 Comparação de resultados de PT experimentais e obtidos por SEA.

Como um contra exemplo a Fig. 5.15 mostra que, utilizando 1% de absorção sonora para a cavidade cilíndrica e/ou dados de amortecimento da casca cilíndrica constantes e iguais a 0,0015 (Seção 4.4), os resultados obtidos diferem bastante daquelas obtidos utilizando-se um modelo híbrido.

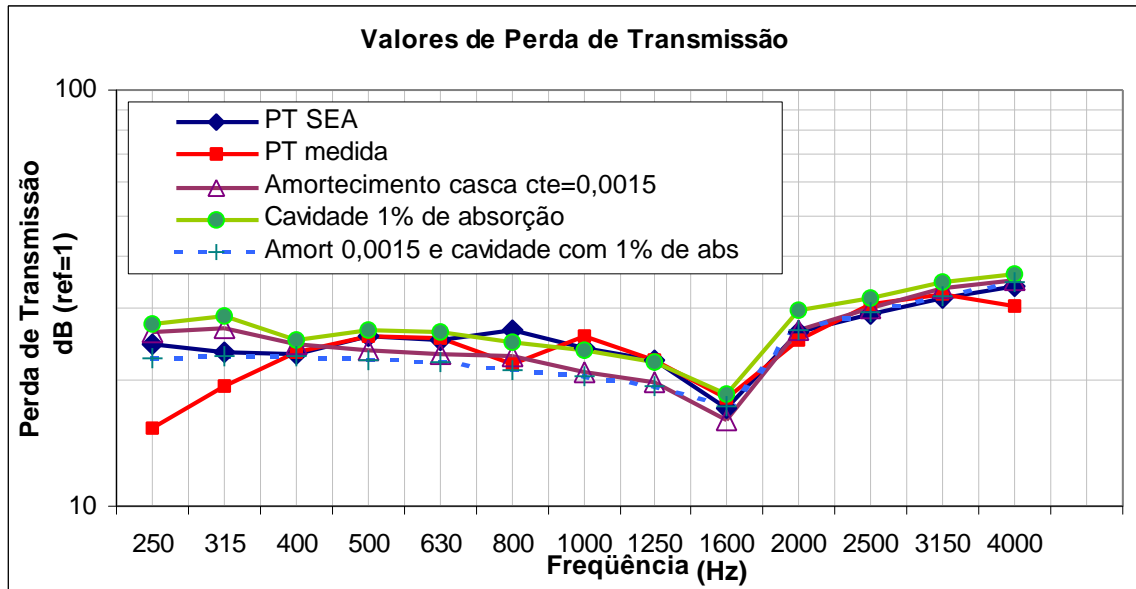


Figura 5.15 Dados de perda de transmissão utilizando valores médios de fator de perda por amortecimento.

5.8.3 Conclusão

Para frequências abaixo de 400 Hz os resultados de SEA e as medições não convergem. Um dos motivos que causa este comportamento é o fato de que as medições de pressão sonora dentro da cavidade são válidas para valores abaixo de 360 Hz (Seção 4.8.1).

Como se pode observar, os resultados obtidos por simulação para a perda de transmissão estão muito próximos dos resultados experimentais. Na banda de 800 Hz há um pico de ressonância da câmara reverberante, o que explica uma perda de transmissão baixa neste ponto.

Capítulo 6

Análise por elementos finitos e elementos de contorno

Neste capítulo descrevem-se os principais passos para modelagem e análises por FEM e BEM. Os primeiros resultados da Análise Modal são mostrados juntamente com os resultados da interação fluído estrutura. Os deslocamentos na estrutura, resultantes da análise de elementos finitos, alimentam o modelo de elementos de contorno, que fornece como resultado a eficiência de radiação e a potência irradiada.

6.1 Metodologia

A seguir serão descritos alguns procedimentos de cálculo do sistema cavidade-casca por FEM.

A estrutura é modelada com elementos de casca e o ar que preenche a cavidade é modelado com elementos volumétricos. Tais modelos seguem a geometria, as propriedades e os materiais de cada peça que se quer analisar.

Para o cálculo de radiação acústica, utiliza-se o Método dos Elementos de Contorno. Neste modelo representa-se apenas a superfície que está em contato direto com o meio fluído em relação ao qual se quer avaliar a potência irradiada. Esta superfície pode ser representada pelo próprio modelo estrutural de elementos finitos, desde que a condição de superfície mais externa ou mais interna seja respeitada.

Para este cálculo foram utilizados os *softwares* MEDINA 7.1, para pré e pós-processamento dos os modelos de FEM; NASTRAN 70 para processar os

cálculos de FEM e Sysnoise 5.5 para realizar os cálculos utilizando BEM. Como o modelo da superfície é proveniente dos modelos de FEM, o pré-processamento deste é realizado no software MEDINA.

6.1.1 Análises modais estrutural e acústica

As primeiras análises a serem efetuadas são as modais. Elas determinarão o comportamento vibro-acústico de cada modelo em separado. Essas análises fornecem frequências de ressonância de um modelo assim como as formas como este modelo vibra nestas frequências, conhecidas como modo próprio de vibração. As Fig. 6.1 e 6.2 mostram as os frequências naturais dos modelos acústico e estrutural, respectivamente, do sistema cavidade-casca.

Nesta fase de análises é importante conhecer não só as frequências, mas também os modos. Mesmo que uma determinada peça de um dos modelos não esteja vibrando em sua frequência de ressonância, o modo como ela vibra pode excitar a região correspondente do outro modelo, como será visto a seguir na análise de interação fluido-estrutura.

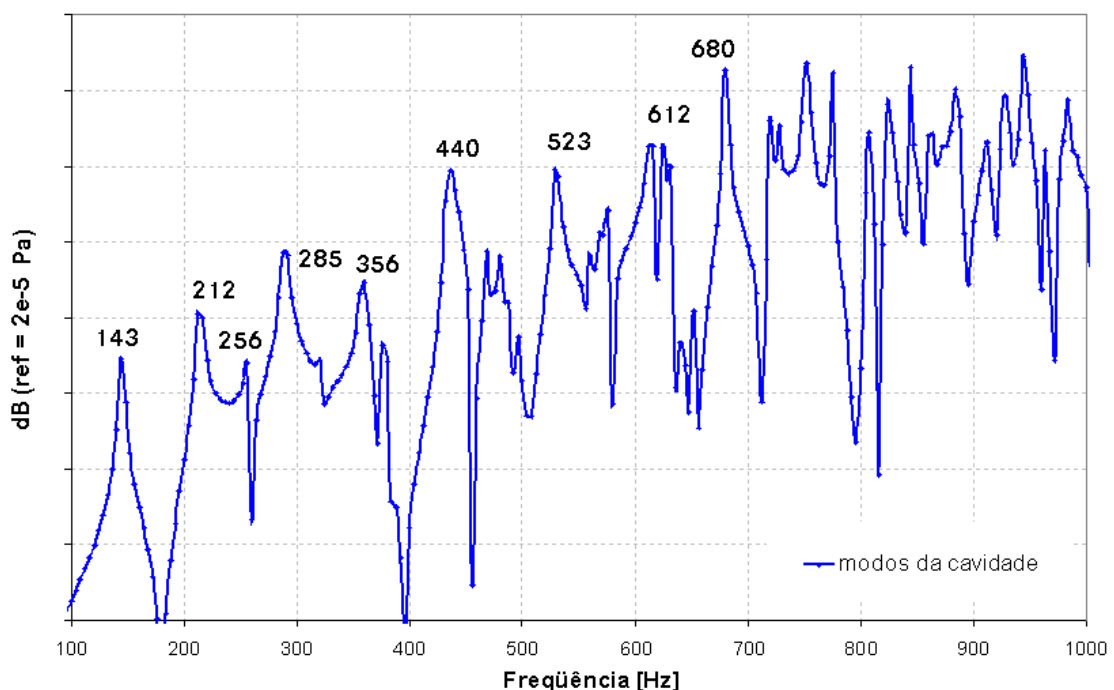


Figura 6.1 Modos da cavidade até 1000 Hz.

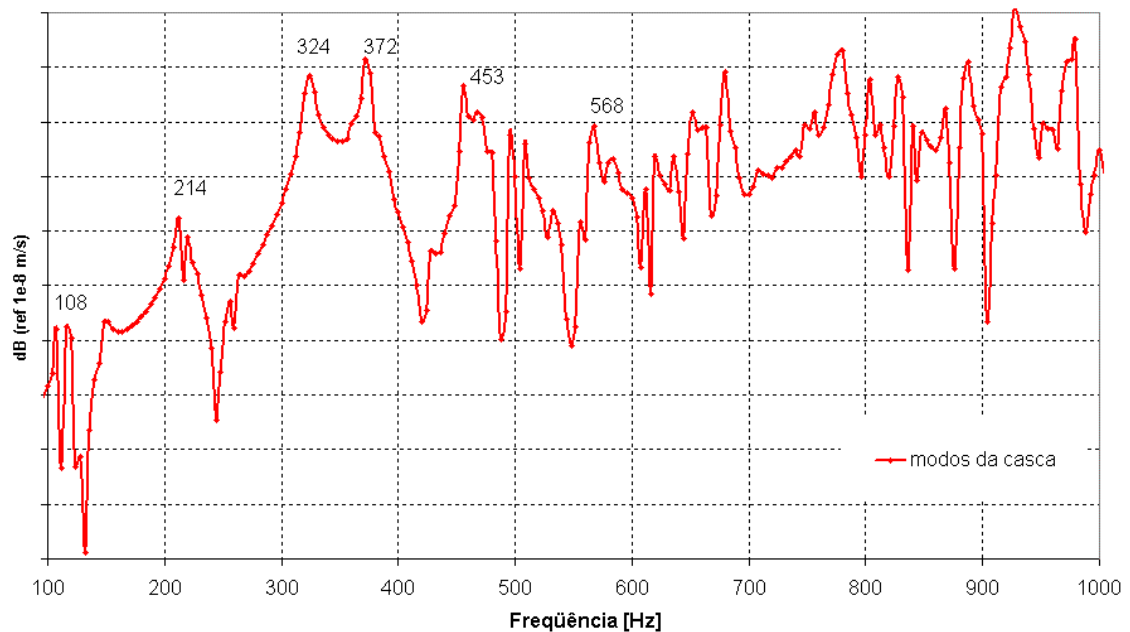


Figura 6.2 Modos da casca cilíndrica até 1000 Hz.

6.1.2 Análise da interação fluido-estrutura

Além de conhecer o comportamento vibro-acústico dos modelos em separado é importante conhecer também o comportamento destes quando em conjunto. A vibração da estrutura excita o volume de ar do sistema e por sua vez, a vibração do volume de ar influencia a vibração estrutural, isto é o que de fato acontece com o modelo físico e é chamado de interação fluido-estrutura.

Para analisar esta interação, excita-se o conjunto de modelos e obtém-se a resposta em pontos de interesse na forma de um espectro, por exemplo de nível de pressão sonora. De maneira geral excita-se um ou mais pontos do modelo fluido ou estrutural com uma fonte acústica pontual (esfera pulsante em espaço infinito) ou com uma força dinâmica. O resultado obtido é multiplicado então por um fator de correção, que leva em consideração o modelo da fonte acústica real.

Na Fig. 6.3 tem-se a comparação entre o espectro de nível de pressão sonora de uma análise com interação (ou análise acoplada) e de uma análise sem interação (ou análise desacoplada). Na análise sem interação, o fluido sofre a mesma excitação que no caso da interação, mas não sofre a influência da vibração da estrutura.

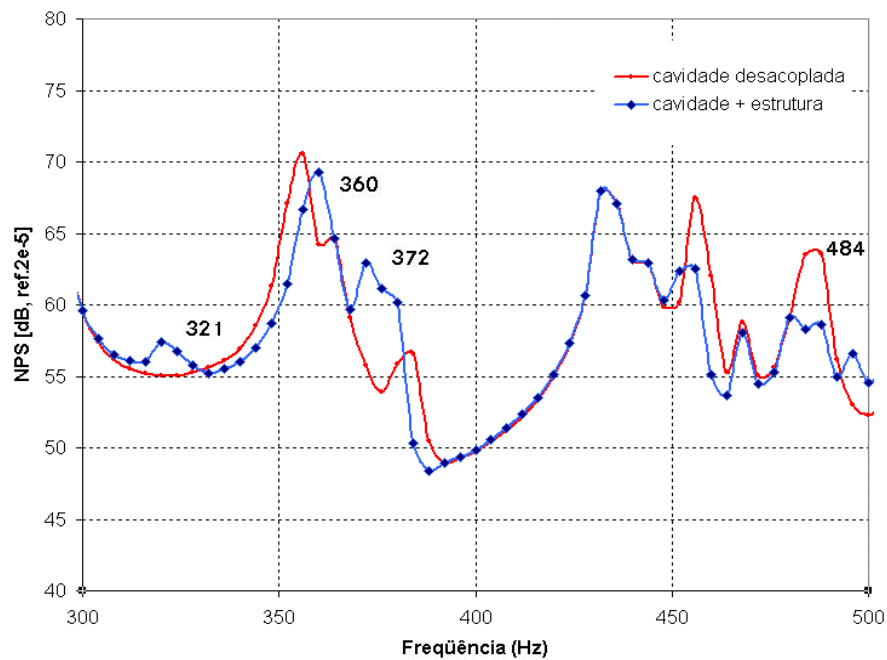


Figura 6.3 Resultados da interação fluido estrutura.

6.1.3 Potência sonora irradiada

Um dos objetivos dos cálculos de BEM é determinar a potência irradiada por toda a superfície. Processa-se um cálculo de interação fluido-estrutura e pede-se a resposta em todos os pontos da malha do modelo de elementos finitos. Esta resposta contém os deslocamentos em função da frequência. Esses deslocamentos são usados como dados de entrada para o *software* Sysnoise 5.5. Eles são transformados em velocidades e estas são usadas como condições de contorno para o cálculo de radiação. O *software*, então, calcula a distribuição de pressão sonora na superfície, assim como a potência irradiada e a eficiência de radiação.

Na frequência de 321 Hz temos uma concentração de modos: 2º modo de flexão longitudinal da casca, 6º modo da tampa e 3º modo longitudinal de flexão da casca em conjunto com 6º modo da tampa. Esta concentração de modos contribui para aumento do NPS da cavidade.

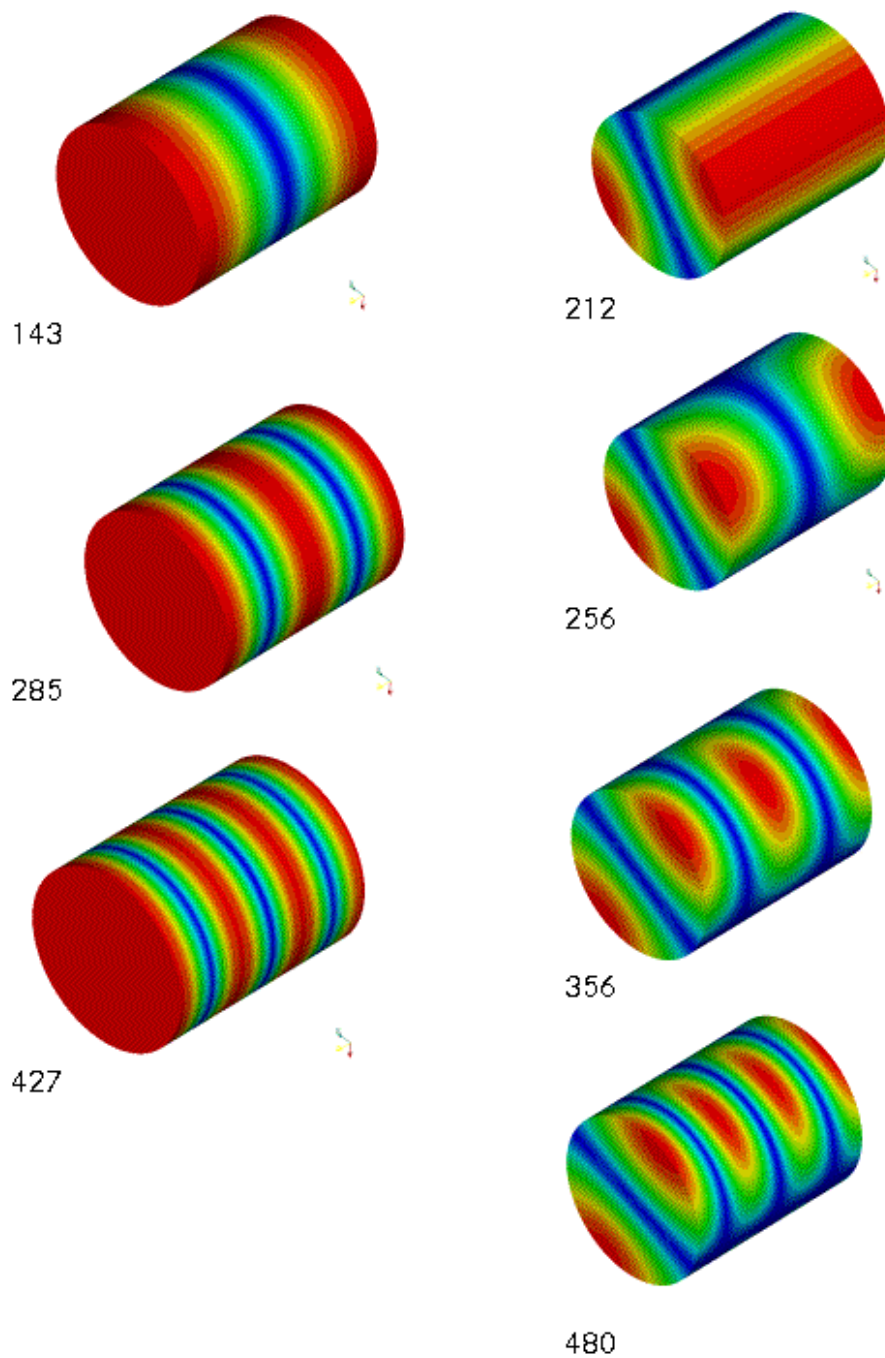
Em 360 Hz tem-se o 3º modo longitudinal de flexão da casca e em 372 Hz um modo circunferencial. Estes modos têm uma contribuição relevante no NPS da cavidade pois acoplam bem com o fluido no interior.

Para 484 Hz ocorre a situação oposta a 321 Hz. Neste caso, existem modos transversais da cavidade vibrando em fase com modos circunferenciais da casca. Isto faz com que, quando a pressão acústica aumenta próximo à

casca cilíndrica, esta se expanda devido à forma de vibrar do modo circunferencial nesta frequência.

6.2 Resultados da análise modal acústica

Na Fig. 6.4 a seguir tem-se os modos de vibração do ar no interior da cavidade para cada frequência de ressonância.



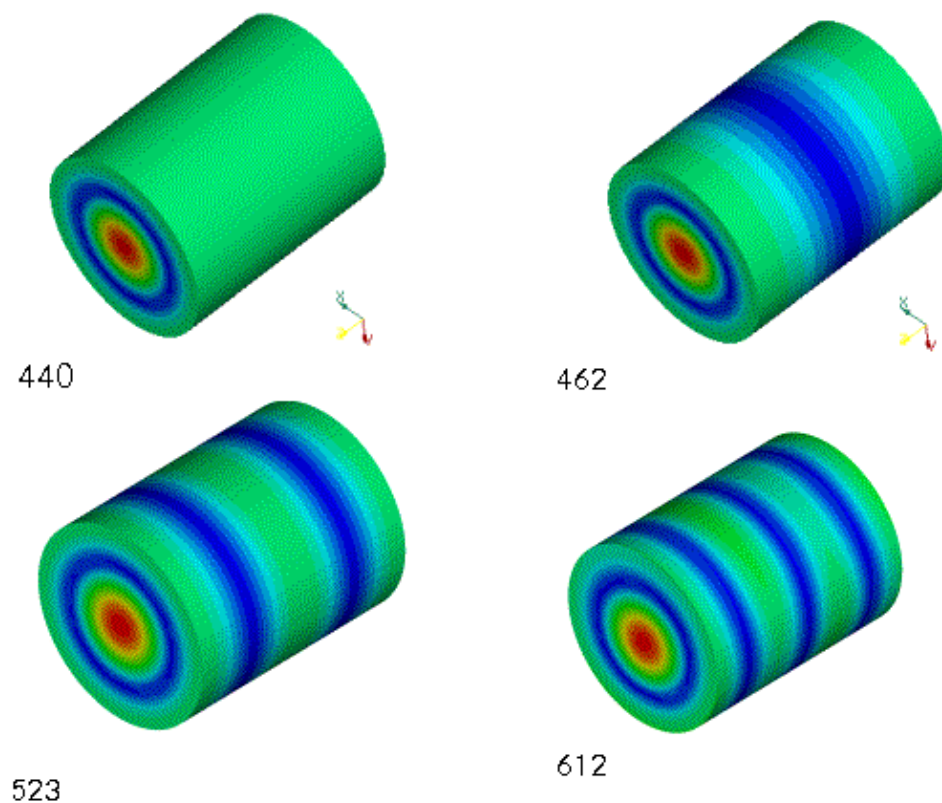


Figura 6.4 Modos da cavidade.

Para os modos da cavidade cilíndrica, a análise de interação fluido-estrutura mostra que as variações de pressão no sentido longitudinal (modos axiais) são as maiores responsáveis pelo aumento no nível interno de pressão da cavidade.

Os modos transversais, cujo primeiro modo encontra-se a 212 Hz, também contribuem para o aumento do nível de pressão sonora.

Nas frequências mais altas os modos de 440, 462, 523, 612 Hz são importantes. Estes são modos mistos, axiais e radiais – radiais de mesma ordem e axiais de ordem 0, 1, 2 e 3. Estes modos contribuem de sobremaneira para o aumento do nível de pressão sonora interna pois, por sua característica de vibrar, acoplam melhor com os modos da casca cilíndrica.

6.3 Resultados da análise modal estrutural

A Fig. 6.5 mostra os modos de vibrar da casca de alumínio e tampa de acrílico.

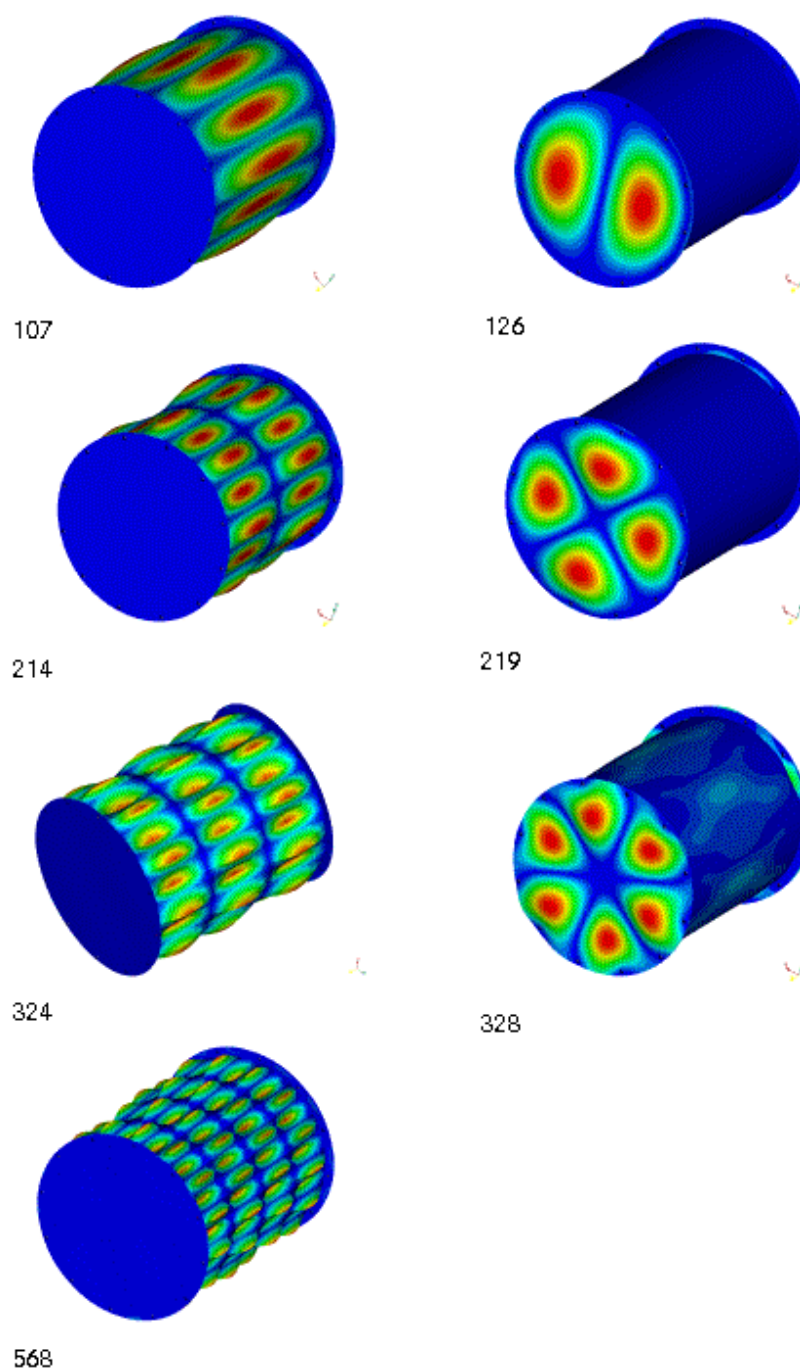


Figura 6.5 Modos da casca e tampa.

Embora a tampa apresente muitos modos, a análise da interação fluido

estrutura mostra que os modos de vibração longitudinais (107, 214, 324, 568 Hz) e circunferenciais (121, 146, 288 Hz) da casca são os maiores responsáveis pelas variações nível de pressão sonora interno. Este foi o motivo pelo qual foi escolhida uma grossa tampa de acrílico.

6.4 Comparação entre resultados medidos e resultados obtidos por FEM e SEA

De acordo com Fig. 6.6 e 6.7 as comparações de resultados experimentais x FEM x SEA para o nível de pressão sonora da cavidade e para velocidade de vibração da casca cilíndrica mostram boa concordância.

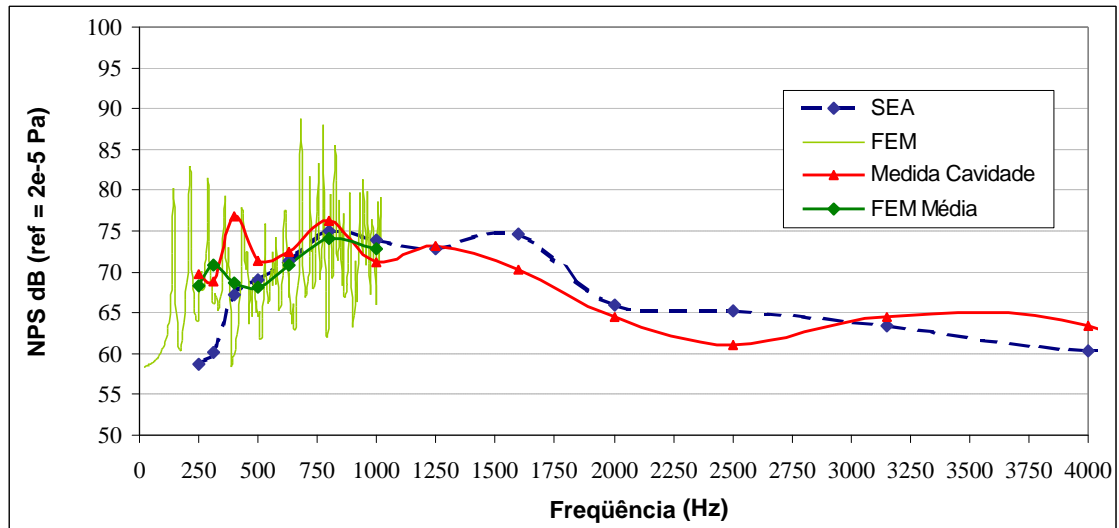


Figura 6.6 Comparação NPS da cavidade: resultados medidos x FEM x SEA.

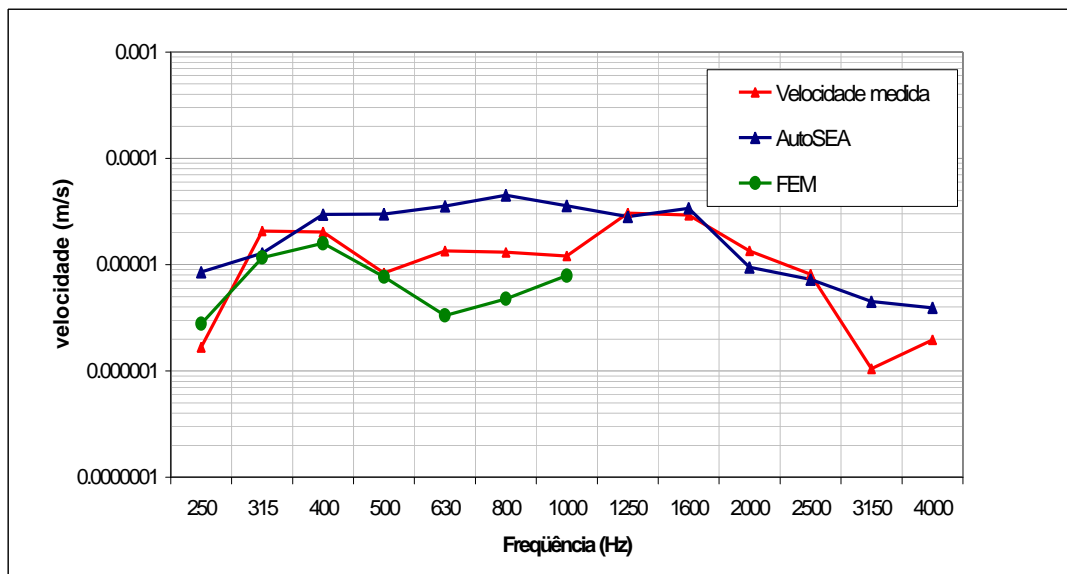


Figura 6.7 Velocidade de vibração da casca cilíndrica: resultados medidos x FEM x SEA.

Capítulo 7

Discussão dos resultados e sugestão para trabalhos posteriores

7.1 Discussão dos resultados

Esta dissertação mostra a determinação dos parâmetros principais de SEA para uma casca cilíndrica de alumínio e sua cavidade interna, com o objetivo de conhecer as propriedades vibro-acústicas da casca e suas características de acoplamento com a cavidade. Desta maneira foi possível obter um modelo confiável de predição de níveis de pressão sonora e de perda de transmissão através da casca.

Abaixo se encontra uma síntese dos principais parâmetros de SEA obtidos. Nas Fig. 7.1 e 7.2 a densidade modal e a eficiência e radiação obtidas numericamente (AutoSEA e Sysnoise) estão muito próximas aos resultados medidos.

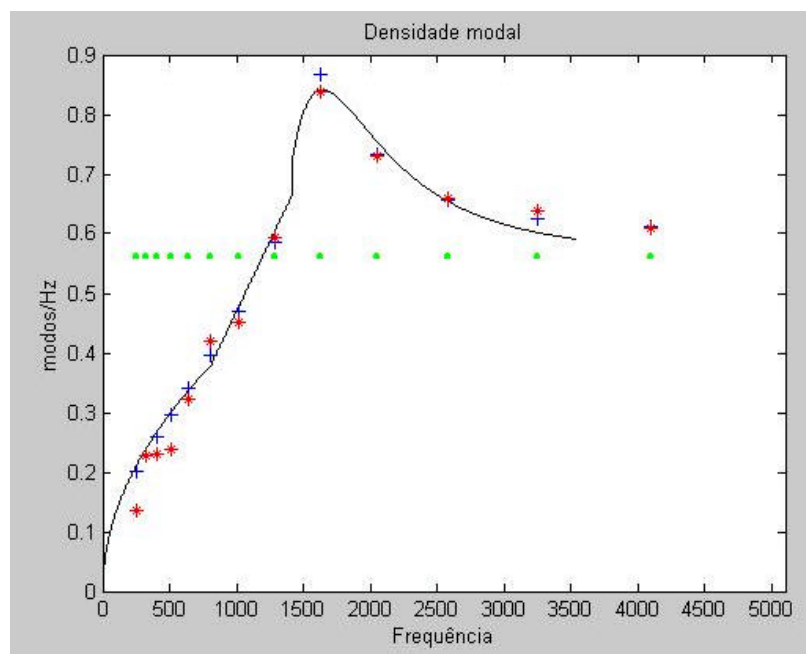


Figura 7.1 Banda de terço de oitava.

- **** Dados experimentais
- ++++ Dados fornecidos pelo software AutoSEA
- Resultados para placa plana equivalente quando $f \rightarrow \infty$
- Resultados semi-empíricos de SZECHENYI

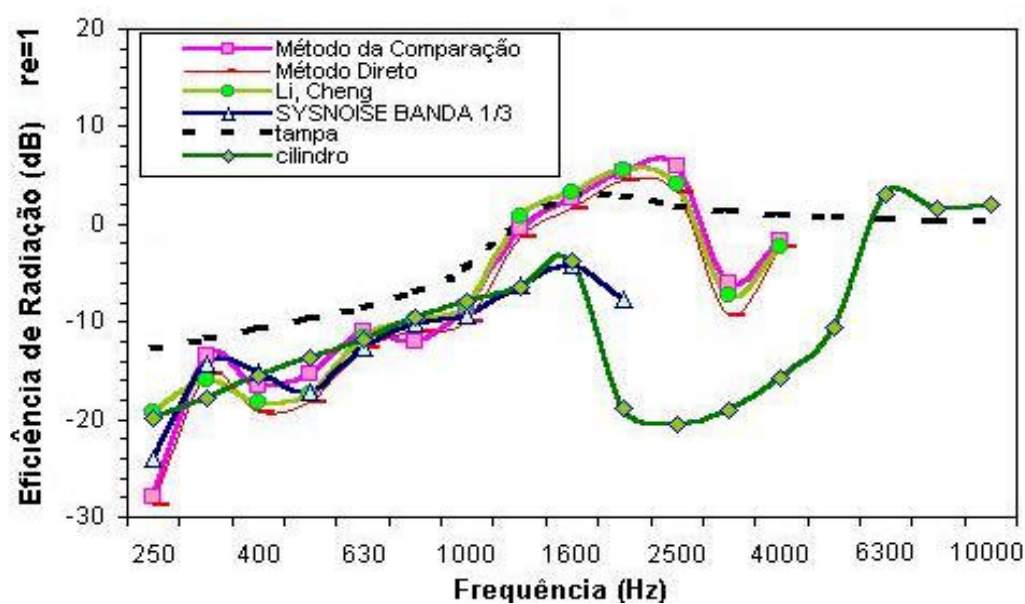


Figura 7.2 Eficiência de radiação 250-4000Hz.

O modelo híbrido, utilizando dados de amortecimento medidos (Fig. 7.3, e Tabela 4.2), melhora a acuidade das predições de modelos SEA, conforme mostra o contra exemplo da Fig. 7.4.

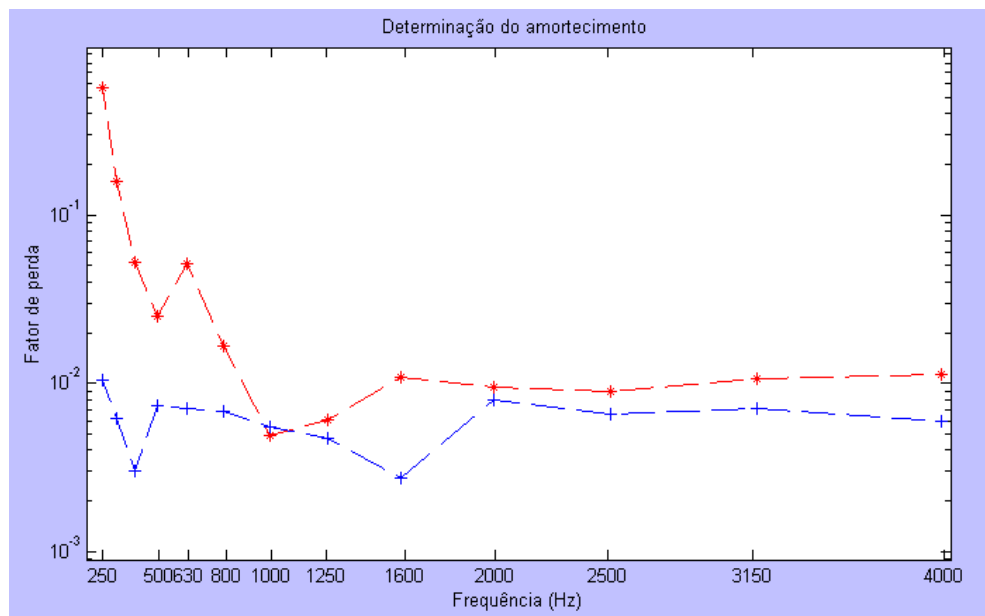


Figura 7.3 Comparação dos resultados de fator de amortecimento obtidos pelo método do decaimento e pelo método da potência de entrada.

Método da potência de Entrada

++++++

Método do Decaimento - Fonte de Energia Martelo

As curvas de perda de transmissão da Fig. 7.4. foram calculadas considerando o seguinte:

- 1) Valores obtidos através do modelo de SEA, calculados utilizando valores medidos de amortecimento para a casca e cavidade.
- 2) Valores de perda de transmissão calculados a partir de valores medidos de nível de pressão sonora a velocidade da casca cilíndrica a partir das Equações 4.32, 4.33, 5.1 e 5.2.
- 3) Valores médios, iguais para todas as faixas de frequência, de amortecimento da casca cilíndrica 1,5%.
- 4) Valores médios, iguais para todas as faixas de frequência, de amortecimento da cavidade 1,0%.
- 5) Caso 3 e 4 simultaneamente.

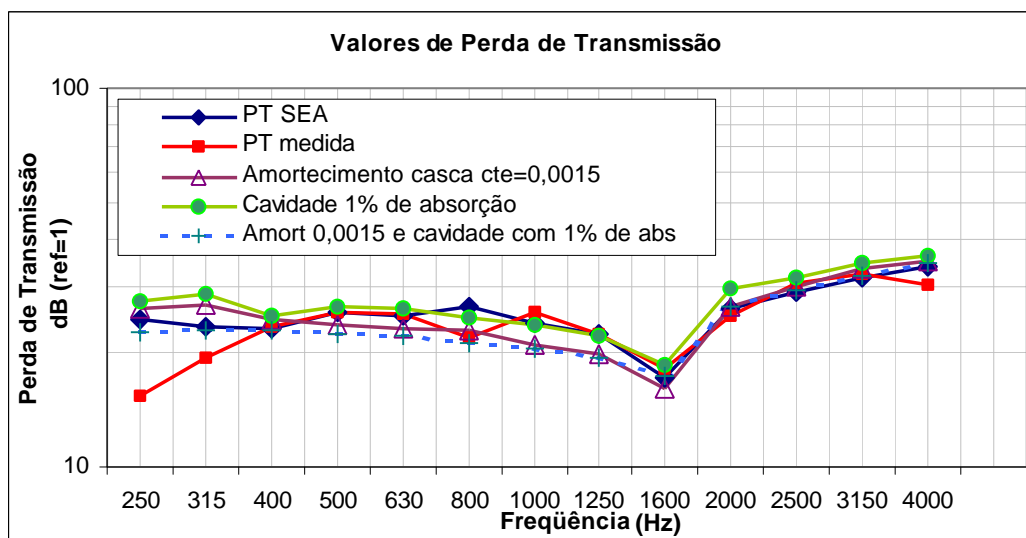


Figura 7.4 Comparação de valores de perda de transmissão

Pode-se dizer que SEA estende a faixa de análise para as altas frequências com sucesso para este modelo (Fig. 7.5 e 7.6). Este aspecto é muito importante pois, para o modelo do cilindro, todas as análises de SEA até 5 ou 10Khz levaram minutos, contrariamente às análises de FEM que chegaram a nove horas para frequências de 20 a 1100Hz (análise cujo resultado é a curva em verde na Fig. 7.5). Nesta mesma figura temos a comparação da predição do NPS via SEA, calculado por FEM e medido na cavidade.

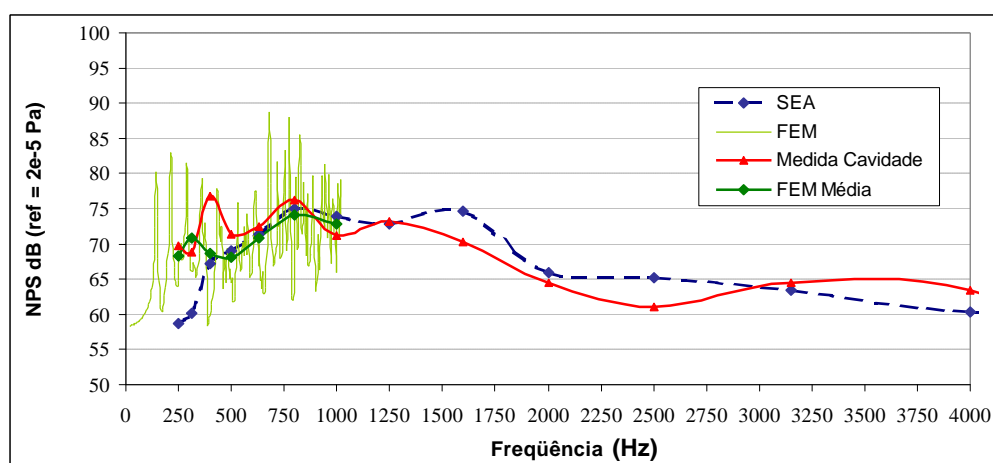


Figura 7.5 Comparação de níveis de pressão sonora: experimental x SEA x FEM.

Na Fig. 7.6 tem-se os valores medidos de velocidade em m/s para a superfície da casca cilíndrica comparados a predições via SEA e FEM.

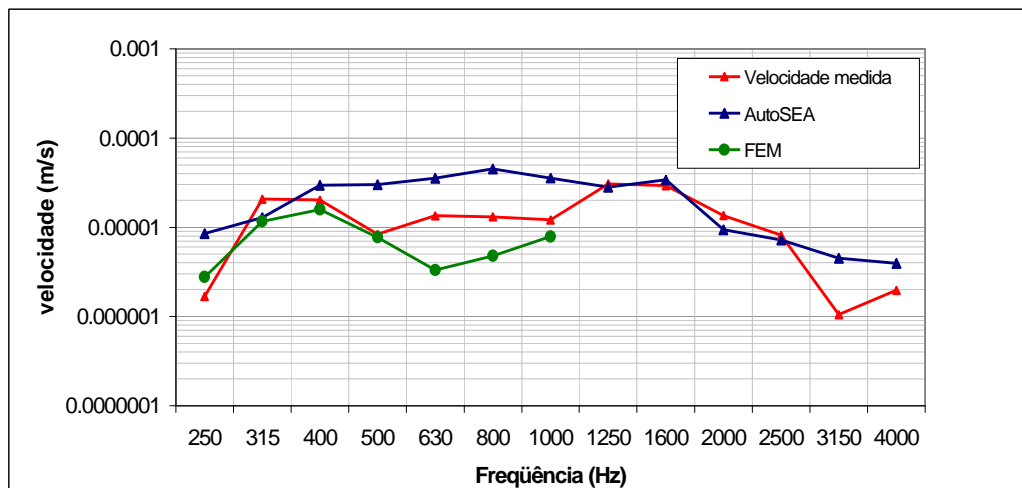


Figura 7.6 Comparação de níveis de vibração da casca: experimental x SEA x FEM.

Por fim o cálculo da perda de transmissão mostra que as predições por SEA são bastante satisfatórias, diferindo apenas na região de baixas frequências, onde a acuidade do método é baixa e em 800 Hz, onde foi constatada uma ressonância da câmara reverberante.

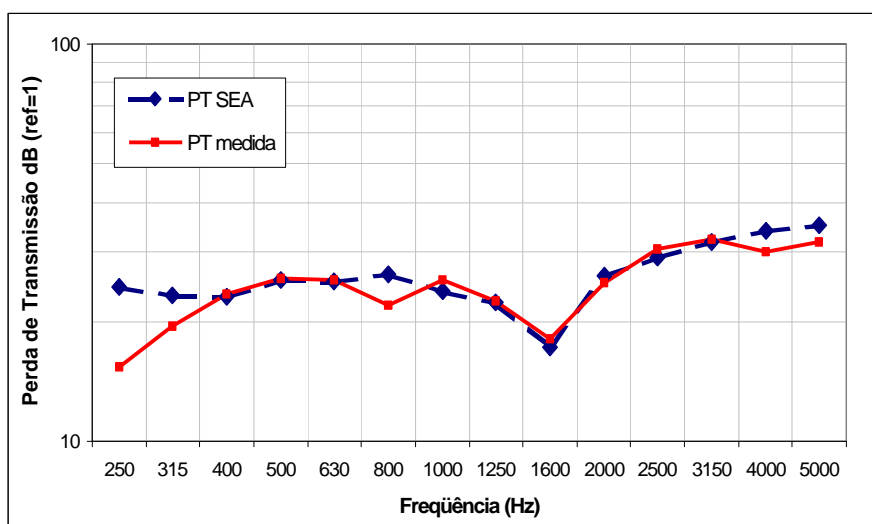


Figura 7.7 Comparação de resultados medidos e obtidos por SEA para a perda de transmissão.

7.2 Sugestões para trabalhos

7.2.1 Maneiras alternativas de calcular fatores de perda por amortecimento e por acoplamento

Um método alternativo para o cálculo do fator de amortecimento seria, segundo CIMERMAN (1997, p.2), através da seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} \hat{h}_1 \\ \vdots \\ \hat{h}_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{w} \begin{bmatrix} \hat{E}_{11} & \dots & E_{N1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \hat{E}_{1N} & \dots & E_{NN} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \hat{W}_1 \\ \vdots \\ \hat{W}_2 \end{bmatrix} \quad (7.1)$$

O fator de acoplamento pode ser medido experimentalmente ou também calculado, utilizando-se fórmulas analíticas e técnicas numéricas.

Experimentalmente, procede-se da seguinte maneira: excita-se um subsistema de cada vez, mede-se a energia deste, e dos outros subsistemas vizinhos. Também segundo CIMERMAN (1997, p.2) temos:

$$h_{ij} \approx \frac{1}{w} \left(\frac{E_{ji}}{E_{ii}} \right) \left(\frac{W_j}{E_{jj}} \right) \quad (7.2)$$

E_{ij} – nível de energia medido no subsistema j quando o subsistema i é excitado.

Para este cálculo as seguintes hipóteses devem ser consideradas:

1 – A energia modal E do subsistema excitado é maior que a energia do subsistema conectado a este, hipótese de fraco acoplamento. Sendo assim a equação 7.2 não pode ser utilizada para subsistemas fortemente acoplados.

2 – Esta expressão calcula o fator de acoplamento entre dois subsistemas a partir de medidas nestes mesmos subsistemas, assumindo assim que a energia flui diretamente entre os dois subsistemas, não através de um terceiro. Isto significa que a Equação 7.2 não pode calcular o fator de acoplamento entre dois subsistemas que não estão diretamente conectados.

Mesmo considerando que estas hipóteses não são sempre satisfeitas, quando sim, menor quantidade de medições são realizadas e problemas de inversão de matrizes são evitados.

Além da área experimental, existem muitos trabalhos sendo desenvolvidos para se realizar o cálculo de fatores de acoplamento utilizando FEM, entre eles SHORTER [1988], YAN&PARRET [2002], YAMAZAKI [2002].

7.2.2 Aprimorar cálculos de perda de transmissão

Calcular a perda de transmissão com a adição de materiais absorptivos -
Insertion Loss (BREMNER 1994)

Referências Bibliográficas

AutoSEA Theory & Q.A. Manual, **Vibro-Acoustic Sciences**.1994.

AutoSEA Aplication note 22, **Modelling Aircraft Interior Noise, Vibro-Acoustic Sciences**. Local, 1996. 6p.

BERANEK, L. L., VER I. L., **Noise and Vibration Control Engineering**. Chichester: John Wiley & Sons, 1992. 91p.

BREMNER, P. **Sound Transmission Loss Modelling of Real Structures Using Statistical Energy Analysis**. In: InterNoise 94, Yokohama, Japan, p.1571-1574.1994.

BROWN, K. T., NORTON M. P. Measurements of Modal Density: an improved technique for use on lightly damped structures: **Journal of Sound and Vibration**, v. 96, p. 127-132, 1984.

BROWN, K. T., NORTON M. P. Some comments on the experimental determination of modal densities and loss factors for Statistical Energy Analysis applications: **Journal of Sound and Vibration**, v. 102(4), p. 588-594, 1985.

CIMERMAN, B., T. BHARJ, and G. BORELLO, **Overview of the Experimental Approach to Statistical Energy Analysis**. In: SAE paper 971968, 1997.

CLARKSON, B. L., POPE, R. J. Experimental determination of modal densities

and loss factors of flat plates and cylinders: **Journal of Sound and Vibration**, v. **77**(4), p.535-549. 1981a.

CLARKSON, B. L., POPE, R. J. Experimental determination of vibration parameters required in statistical energy analysis: **Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design**. v. 105, p. 337-344. 1983.

CLARKSON, B. L. Experimental determination of modal density: **Random Vibration**, Amsterdam, p. 59-85. 1986.

CRAIG, L. W., Butzel L. M., Queitzsch G. K., Manning J. E., Pope L. D. **Interior Noise and Vibration prediction for UDF/727 Demonstrator Aircraft**. In: Proceeding of NoiseCon 88, West Lafayette, Indiana, p. 87-92.1988.

CROCKER, M. J., PRICE, A.J. Sound transmission using Statistical Energy Analysis: **Journal of Sound and Vibration**. v. 9, p. 469-486. 1969.

DE LANGHE, **High frequency vibrations: contributions to experimental and computacional SEA parameter identification**, 1996. 269f. Tese (Doutorado em Engenharia) - Universidade Católica de Leuven, Belgium.

FAHY F. J. **Noise and vibration**. Chichester: Ellis Horwood ltda, 1982. p.165-186: Statistical Energy Analysis.

GERGES, Samir N. Y. **Ruído Fundamentos e Controle**. Florianópolis, 1992. 600p.

HECKL, M. **Vibrations of Point Driven Cylindrical Shells**, J.A.S.A., v. 34(10), p.1553-1557, 1962.

KESWICK, P. R., NORTON M. P. A Comparison of modal densities measurements: **Applied acoustics**, v. 20, p. 137-153, 1987.

KOMPELLA, M. S. and BERNHARD, R. J. **Measurement of the statistical variation of structural-acoustic characteristics of automotive vehicles.** In: SAE 931272, 1993.

MANNING, J. E., MAIDANIK, G. Radiation properties of cylindrical shells: **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 34, p. 809-826.1964.

NORTON, M. P. , Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers: **Statistical Analysis of noise and vibration.** Cambridge University Press. Chapter 6. 1989.

LENZI, A. **Notas de aulas de análise estatística energética.** Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. Laboratório de vibrações e Acústica - Departamento de Engenharia Mecânica. 1999.

LI, D. S. CHENG, L. GOSSELIN, CM. **Sound radiation of cylindrical structures into enclosures:** structural acoustic coupling analysis. In: International congress on sound vibration 2001, Hong Kong, China, p. 2569. 2001.

LIN, Alex J. S. **Airplane Interior Noise Modelling Using Statistical Energy Analysis Approach**, Boeing Commercial Airplane Group Seattle, USA, AIAA-99-1903.

POPE & WILBY, NASA CR159956, p.68, 1980

RANKY, M. F., CLARKSON, B.L. Frequency average loss factors of plates and shells: **Journal of Sound and Vibration**, v. 89(3), p. 309-323. 1983.

SZECHENYI, E. Modal densities and radiation efficiencies of unstiffened cylinders using statistical methods: **Journal of Sound and Vibration**, v. 19, p. 65-81, 1971a.

SZECHENYI, E. Sound transmission through cylinder walls using statistical considerations: **Journal of Sound and Vibration**, v. 19, p. 83-94, 1971b.

SHORTER, Philip. **Combining Finite Elements and Statistical Energy Analysis**. 1998. 218f. Tese (Doutorado em Engenharia) - Universidade de Auckland, New Zealand.

WANG, L. **Transmissions of sound through a cylindrical shell and a light aircraft fuselage**. 1982. 137f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) Purdue University.

YAMAZAKI, Toru; et al. **Two approaches for estimation of internal and coupling loss factors using FEM**. In: Internoise 2002.

YAN, H. Y., PARRET, A. **Calculation of Energy Analysis Parameters Using Finite Element Analysis**. In: Internoise 2002.

BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR

CLARKSON, B. L., POPE, R. J. The derivation of modal densities from point impedances: **Journal of Sound and Vibration**. v. 77(4), 1981b.

CREMMER, L.; HECKL, M.; UNGER, E. E. **Structure Borne Sound**. 2nd ed. Berlin: SpringerVerlag, 1988. 573p.

LANGLEY, R. S.; BREMNER P. **A Hybrid Method For Vibration Analysis of Complex Structure-Acoustic System**, J.A.S.A., v.105(3), p.1657-1671. 1999.

LYON, R. H.; DeJONG, R. G. **Theory and Application of Statistical Energy Analysis**. Butterworth Heinemann: Newton, 1995. 277p.

ZEILE, James R. **Comparison of Transmission Loss Predictions with Experimental Results**, In Noise-Com 96.

Índice Remissivo

A

acoplamento, 8
amortecimento, 20, 41
amortecimento estrutural, 41
análise modal, 75
AutoSEA, 13, 61, 69

B

balanço de potência, 9, 31
balanço energético, 28

C

cabeça de impedância, 34
campo difuso, 43
campo reverberante, 13
condição de reciprocidade, 22

D

densidade modal, 9, 18, 56
 determinação, 34
 resultados, 38

E

efeito de adição de massa

 correção, 36
eficiência de radiação, 54, 55, 58, 61
 método da comparação, 59
 método direto, 60
elementos finitos, 63
energia, 3, 9, 12, 17, 27, 29, 48, 53, 54, 69, 70
energia modal, 8
energia vibratória, 71
excitações
 exemplos, 66
 potência de entrada, 29

F

fator de acoplamento, 67
fator de perda por amortecimento, 12, 21
 método da potência de entrada, 44
 método do decaimento, 47, 50
fator perda por amortecimento, 41
fenômeno da coincidência, 57
força pontual, 42
frequência de anel, 56

H

hipóteses de SEA, 12

I

impedância mecânica, 33
interação fluido-estrutura, 76, 79

L

lei das massas, 25, 57

M

método da potência de entrada, 44
método do decaimento, 47
microfone
 distância mínima, 60
mobilidade, 34
mobilidade pontual, 34
modelagem
 FEM, BEM, 74
modelo, 62, 64, 68
 FEM, SEA, 64, 65
modelo híbrido, 67, 73, 84
modos da casca cilíndrica, 76
modos da cavidade, 75
modos de respiração, 56
modos não ressonantes, 57
modos ressonantes, 57

N

número de modos, 18, 19, 33

P

painéis corrugados, 55

painéis reforçados, 55
perda de transmissão, 56, 71
 resultados, 72
perda por radiação, 45
placas sanduíche, 55
potência de entrada, 8, 17, 20
potência irradiada, 61
 Sysnoise, 77
potência sonora irradiada, 59
potência transmitida, 29

R

ressonant transmission, 25
ruído de fundo, 59

S

SEA experimental, 67
SEAM, 15
simulação, 62
subsistema, 8, 10
subsistemas
 exemplos, 64
superposição modal, 8, 19

T

tempo de reverberação, 48, 60
tipos de acoplamento, 22

V

VAPEPS, 14
variações nas respostas, 11